



SKRIPSI – ME141501

ANALISA BEJANA TEKAN TIPE SPHERICAL UNTUK PENGGUNAAN DI KAPAL LNG

**MUKHLISHIN ZB
NRP 4210 100 050**

**Dosen Pembimbing 1 :
Irfan Syarif Arief, ST., MT.
Dosen Pembimbing 2 :
Ir. Tony Bambang Musriyadi. PGD**

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2016**



FINAL PROJECT – ME141501

PRESSURE VESSEL ANALYSIS SPHERICAL TYPE FOR SHIP UTILITIES LNG

**MUKHLISHIN ZB
NRP 4210 100 050**

**First Supervisor :
Irfan Syarief Arief, ST., MT.
Second Supervisor :
Ir. Tony Bambang Musriyadi. PGD**

**DEPARTEMENT OF MARINE ENGINEERING
FACULTY OF MARINE TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUT OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2016**

KATA PENGANTAR

Segala puji bagi Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan anugerah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “Analisa Bejana Tekan Tipe Spherical Untuk Penggunaan di Kapal”

dari penulis semoga apa yang tertulis di dalam buku Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan saat ini, serta dapat memberikan kontribusi yang nyata bagi kampus Teknik Sistem Perkapalan, ITS, dan bangsa Indonesia.

Dalam pelaksanaan dan pembuatan Tugas Akhir ini tentunya sangat banyak bantuan yang penulis terima dari berbagai pihak, tanpa mengurangi rasa hormat penulis ingin mengucapkan terima kasih sebesar-besarnya kepada:

1. Allah SWT yang telah memberikan kesehatan dan kemampuan kepada penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Kedua orang tua penulis yaitu Alm. Bapak Zaini Bakri dan Almh. Ibu Arbaiyah Usman, yang tak henti-hentinya memberikan semangat dan kasih sayang serta selalu memberikan doa kepada penulis.
3. Saudara kandung penulis yaitu Mukramati, dan Muttaqin yang telah memberikan motivasi agar penulis lulus tepat waktu.
4. Bapak Irfan Syarief Arief, ST., MT. Selaku dosen pembimbing penulis yang selalu meluangkan waktu dan memberikan kepercayaan, dukungan, nasihat, serta semangat kepada penulis.
5. Bapak Tony Bambang Musriyadi, PGD. selaku dosen pembimbing kedua, atas bimbingan, arahan, bantuan, ide serta semua yang telah diberikan kepada penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
6. Maghfirah Amanda yang selalu setia menemani dan memberikan dukungan serta motivasi kepada penulis dalam mengerjakan Tugas Akhir ini.
7. Teman-teman seperjuangan semasa kuliah atas saran, khususnya angkatan PINISI 10 dan anak kontrakan PMKTR,

serta kakak dan adik angkatan yang membuat penulis banyak belajar.

8. Juga kepada semua pihak yang belum sempat disebutkan satu per satu yang telah membantu penulis untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.

Kesempurnaan tentu masih jauh tercapai pada Tugas Akhir ini, sehingga penulis mengharapkan saran dan kritik yang membangun dari pembaca untuk perbaikan kedepan. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi perkembangan ilmu pengetahuan dan bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2016

Mukhlishin ZB

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISA BEJANA TEKAN TIPE SPHERICAL UNTUK PENGGUNAAN DI KAPAL LNG

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Marine Manufacture and Design (MMD)
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknik Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

MUKHLISHIN, ZB

NRP : 4210 100 050

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

Irfan Syarif Arief, ST., MT

NIP : 1969 1225 1997 02 1001

Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.

NIP : 1959 0410 1987 01 1001



**SURABAYA
SEPTEMBER, 2016**

LEMBAR PENGESAHAN

PERENCANAAN STRATEGIS SI/TI UNTUK MENDUKUNG PROSES BISNIS PADA PERUSAHAAN GALANGAN

TUGAS AKHIR

**Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada**

**Bidang Studi Marine Manufacture and Design (MMD)
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknik Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh :

MUKHLISHIN. ZB

NRP : 4210 100 050

Disetujui oleh Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan :

Dr. Eng. M. Badrus Zaman. ST, MT.

NIP. 1977 0802 2008 01 1007



**SURABAYA
JANUARI, 2016**

Analisa Bejana Tekan Tipe Spherical Untuk Penggunaan di Kapal LNG

Nama Mahasiswa : Mukhlisin ZB
NRP : 4210100050
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing 1 : Irfan Syarief Arief, ST., MT
Dosen Pembimbing 2 : Ir. Tony Bambang Musriadi. PGD.

ABSTRAK

LNG atau *Liquified Natural Gas* telah merangsang imajinasi para pembuat kapal dan *owner* pada beberapa tahun yang lalu. Gagasan untuk memindahkan gas alam lewat laut dari kawasan kaya energi ke kawasan miskin energi, berlangsung kurang lebih 30 tahun yang lalu, sekarang ini mulai mendapat perhatian serius. Industri transportasi laut untuk LNG menjadi salah satu industri besar dan vital untuk kebutuhan kita dan ketergantungan akan bahan bakar yang bersih yang semakin meningkat.

Skripsi ini menyajikan sebuah analisa tentang perencanaan terhadap bejana spherical untuk muatan LNG di kapal, dengan menentukan kapasitas dan supportnya. Terutama pada kondisi pembebanan yang terjadi.

Tanki dirancang untuk mampu menerima beban suhu muatan LNG(-142°C) serta beban tekanan LNG sampai dengan 231 psi. sedangkan tegangan yang diijinkan adalah 17500 psi.

Pada akhir penelitian dihasilkan sebuah Portfolio analisa yang berguna nantinya pada sebuah kapal pengangkut LNG yang menggunakan tanki model spherical, untuk mengetahui kekuatan dan kapasitas tanki pada saat terisi.

Kata kunci: *Liquified natural gas (LNG), Spherical Vessel,*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

Analysis Pressure Vessel Spherical Type For Ship Utilites LNG

Student's Name : Mukhlishin ZB
Student's ID : 4210100050
Department : Teknik Sistem Perkapalan
First Advisor : Irfan Syarief Arief, ST., MT
Second Advisor : Ir. Tony Bambang Musriadi. PGD.

ABSTRACT

LNG Liquified Natural Gas has been or stimulate the imagination of the shipbuilders and ship owner on a few years ago. The idea to move the natural gas by sea from surplus energy areas to minus areas of energy, lasted more than 30 years ago, now this is starting to get serious attention.

The LNG marine transportation industry to become one of the major industry and vital for our needs and dependency would be a clean fuel that is increasingly on the rise. This thesis presents an analysis on spherical vessels against planning for the charge of LNG on board, by determining the capacity and supportnya.

Especially on the conditions of imposition of the case. Tanks are designed to be able to accept the burden of charge temperature LNG (-142°C)as well as the load pressure of the LNG up to 231 psi. While the voltage is permitted is 17500 psi. At the end of the research produced a Portfolio analysis that are useful later on an LNG carrier that uses a tank model spherical.

Keyword: *Liquified natural gas (LNG), Spherical Vessel*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN.....	iv
ABSTRAK	vi
KATA PENGANTAR.....	x
DAFTAR ISI	xii
DAFTAR GAMBAR.....	xiv
DAFTAR TABEL	xvi
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Permasalahan.....	2
1.3. Tujuan.....	2
1.4. Batasan Masalah.....	2
1.5. Mamfaat.....	2
1.6. Metodologi	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Definisi LNG	5
2.2. Kapal LNG	7
2.3. Pengertian perencanaan	8
2.4. Komponen Bejana Tekan	10
2.4.1. Shell	11
2.4.2. Opening.....	12
2.4.3. Nozel.....	15
2.4.4. Flanges	15
2.5. Beban Pada Bejana Tekan	18
2.6. Beban Pada Bejana Tekan	19
BAB III METODELOGI PENELITIAN	21
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	25
4.1. Penentuan Dimensi Awal Bejana Tekan Spherical	25
4.2. Simulasi Pembebanan pada Bejana Tekan	30
4.3. Proses Analisa	32
4.3.1. Penyederhanaan Model	32
4.3.2. Simulasi	32
4.3.3. Tipe Simulasi	32
4.3.4. Pemilihan Material.....	32

4.3.5. <i>Meshing</i>	33
4.4. Proses Analisa Beban Statis	35
4.4.1. Tegangan.....	35
4.4.2. Perubahan Bentuk (<i>Displacement</i>)	37
4.4.3. <i>Strain</i> (Laju Perubahan).....	39
4.4.4. Faktor Keamanan (<i>Factor of Safety</i>)	41
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	43
5.1. Kesimpulan.....	43
5.2. Saran.....	44
DAFTAR PUSTAKA.....	45
LAMPIRAN	47
BIODATA PENULIS.....	55

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Perhitungan Geometri reinforce pad.....	14
Tabel 2.2 Rumus Perhitungan Flanges tipe slip-on	17
Tabel 4.1 menunjukan hasil perhitungan tegangan dari berbagai variasi sudut yang telah ditentukan	29
Tabel 4.2 menunjukan nilai tegangan ekivalen dengan tebal 1.875	30
Tabel 4.3 Dimensi flange.....	31
Tabel 4.4 Beban momen pada tiap flange	31
Tabel 4.5 Mechanical Properties Carbon steel plate AISI 1035.....	33

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

Bab ini membahas garis besar penyusunan Tugas Akhir yang meliputi latar belakang, tujuan pembuatan, rumusan dan batasan permasalahan, metodologi penyusunan Tugas Akhir, dan sistematika penulisan.

1.1. Latar Belakang

Pada saat ini, dunia industri memegang peranan vital dalam perekonomian, oleh karena itu perancangan plan industri yang efisien sangat penting. Dari bermacam-macam subsistem yang terdapat pada sebuah plan industri, terdapat komponen yang berfungsi menangani fluida bertekanan, salah satu komponen yang penting adalah bejana tekan, yang fungsinya sebagai wadah fluida bertekanan.

Bejana tekan memiliki spesifikasi khusus, sebab harus mampu bertahan dari tekanan fluida yang ditampungnya ditambah beban akibat berat bejana itu sendiri dan berbagai beban eksternal lainnya. Tegangan yang timbul akibat beban-beban tadi menjadi sebuah pertimbangan yang penting pada saat merancang bejana tekan. Pemilihan ketebalan dinding misalnya, harus mampu menahan beban tetapi juga harus murah biayanya.

Sebab kompleksitas perancangan bejana tekan, badan standarisasi internasional juga mengeluarkan standar-standar yang diharapkan menjadi patokan perancang saat merancang bejana tekan. Bejana tekan pun memiliki bentuk yang beragam, yang umum antara lain bejana tekan horizontal, vertikal dan spherical. Lain bentuk lain pula beban-beban yang harus dipertimbangkan. Pemilihan bentuk terserah kepada perancang namun diikuti konsekuensi konsekuensi yang harus dihadapi karena bentuk yang dipilihnya, misal bejana tekan vertikal terkena beban akibat angin sehingga mengakibatkan momen. Sebagai mana diketahui bahwa pemanfaatan bejana tekan akhir-akhir ini telah berkembang pesat di berbagai proses industri. Bejana tekan merupakan peralatan

teknik yang mengandung resiko bahaya tinggi yang dapat menyebabkan terjadinya kecelakaan atau peledakan.[1]

1.2. Rumusan Permasalahan

Rumusan masalah yang diangkat dalam Tugas Akhir ini dapat dipaparkan sebagai berikut:

Bagaimana menentukan kapasitas dan supportnya.

1. Bagaimana menentukan kapasitas dan supportnya.
2. Bagaimana kondisi pembebanan yang terjadi ketika kapal terisi

1.3. Tujuan

Tujuan yang ingin dicapai dari skripsi ini adalah untuk Mengetahui kapasitas dan supportnya pressure vessel. Serta menganalisis pada saat kondisi pembebanan

1.4. Batasan Masalah

Permasalahan yang dibahas dalam Tugas Akhir ini memiliki beberapa batasan, diantaranya sebagai berikut :

1. Analisa tegangan menggunakan metode elemen hingga dengan bantuan *software*.
2. Merancang bejana tekan tipe *spherical*.
3. Struktur bejana tekan hanya di anggap terkena beban statis.
4. Material tanki yang digunakan adalah AISI 1035 Carbon Stell.
5. Perencanaan bejana tekan mengacu pada standart yang berlaku yaitu ASME section VII Rules for Construction of Pressure Vessels.

1.5. Mamfaat

Mamfaat penelitian yang akan didapatkan setelah penulisan skripsi ini adalah :

1.6. Metodologi

Adapun langkah-langkah yang ditempuh dalam pengerjaan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Penyusunan proposal Tugas Akhir.

Tahap awal untuk memulai pengerjaan Tugas Akhir adalah penyusunan proposal Tugas Akhir. Pada proposal tersebut dijelaskan secara garis besar tentang alur pembuatan sistem.

2. Studi literatur

Pada tahap ini dilakukan studi literatur mengenai tools dan metode yang digunakan. Literatur yang dipelajari dan digunakan meliputi buku referensi, artikel, jurnal dan dokumentasi dari internet.

3. Implementasi protokol *routing*

Tahap ini meliputi perancangan sistem berdasarkan studi literatur dan pembelajaran konsep teknologi dari perangkat lunak yang ada. Tahap ini merupakan tahap yang paling penting dimana bentuk awal aplikasi yang akan diimplementasikan didefinisikan. Pada tahapan ini dibuat *prototype* sistem, yang merupakan rancangan dasar dari sistem yang akan dibuat. Serta dilakukan desain suatu sistem dan desain proses-proses yang ada.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

Bab ini berisi penjelasan teori-teori yang berkaitan dengan pengimplementasian perangkat lunak. Penjelasan ini bertujuan untuk memberikan gambaran secara umum terhadap protokol *routing*, alat, serta definisi yang digunakan dalam pembuatan Tugas Akhir.

2.1. Definisi LNG

LNG (*Liquefied Natural Gas*) adalah gas alam (metana-CH₄) yang didinginkan sampai suhu -142°C pada tekanan atmosfer yang membuatnya menjadi zat cair dan volumenya menjadi zat cair dan volumenya menjadi 1/400 dari kondisi semula sebagai gas. Kondisi cair memungkinkan pengangkutan LNG dilakukan dalam jumlah besar dengan kapaltanker LNG. Sebelum gas alam di cairkan, terlebih dahulu partikel-partikel asing dibersihkan dan diproses antara lain melalui *desulfurization*, *dehydration* dan pembersihan karbon dioksida.

Semua proses ini membuat gas tidak berwarna, transparan, tidak berbau, tidak beracun, serta terhindar dari sulfur oksida dan abu. LNG merupakan energi yang bersih (1 KWH energi gas mengandung 446 gram CO₂), Karena kandungan nitrogen oksida yang kurang (20-37)% serta karbon dioksida (57%) dibandingkan dengan batu bara. Apabila LNG bersentuhan dengan udara, akan menghasilkan uap putih yang dengan mudah terlihat. Karena uap LNG lebih ringan dari udara, yang menguap ke atas. Oleh karena itu suhu nyala spontan yang dimiliki LNG lebih tinggi dari bensin, sifat ini membuat LNG menjadi energi yang relative aman. Karena LNG terutama terdiri dari metana, ia mempunyai kalori yang tinggi (12000 kkal/kg) dibandingkan dengan bahan bakar fosil lainnya seperti batu bara dan minyak bumi. Sebagian cadangan energi gas

alam juga lebih melimpah dan lebih tersebar luas di planet bumi ini dibandingkan dengan minyak.[1]

LNG menawarkan kepadatan energi yang sebanding dengan bahan bakar petrol dan diesel dan menghasilkan polusi yang lebih sedikit, tetapi dengan relative harga yang lebih tinggi. Dengan resiko ledakan lebih besar serta kebutuhan penyimpanan yang menggunakan tanki cryogenic yang mahal telah mengurangi penggunaannya dalam aplikasi komersial. Cryogenic adalah suhu bentuk cair dari setiap unsur atau senyawa yang mencair dibawah suhu -37°C . LNG berasal dari gas alam yang merupakan campuran dari beberapa gas yang berbeda sehingga tidak memiliki nilai panas yang spesifik. Nilai panasnya bergantung pada sumber gas yang digunakan dan proses yang digunakan untuk mencairkan bentuk gasnya. Nilai panas tertinggi LNG berkisar sekitar 24MJ/L pada suhu -142°C dan nilai terendahnya 21MJ/L. [2]

Ada sejumlah manfaat untuk memanfaatkan gas alam sebagai bahan bakar pembangkit listrik, termasuk :

- ❖ Penggunaan di pembangkit listrik : gas alam telah digunakan dalam siklus gabungan turbin gas (CCGT) didunia yang telah memungkinkan fasilitas ini memiliki efisiensi termal lebih tinggi daripada pemakaian batubara atau minyak untuk pembangkit listrik dengan kapasitas pembangkit yang sama.
- ❖ Anggapan bahwa LNG lebih berbahaya dari jenis hydrocarbon yang lain adalah salah, karena dimana LNG memiliki resiko kebakaran yang lebih kecil daripada jenis hydrocarbon yang lain karena kebocoran LNG akan dengan mudah terdeteksi karena kelaembaban awan dapat dengan mudah terlihat, serta laju kebakaran dari LNG lambat daripada laju manusia untuk berjalan.[2]

Mamfaat lingkungan : gas alam merupakan salah satu sumber energi yang paling bersih dan mempunyai bentuk yang paling efisien dan energi lain yang tersedia, hampir tidak menghasilkan particular dan kandungan nitrogen oksida (NO_x) serta karbon dioksida (CO_2) yang sedikit dibandingkan dengan bahan bakar fosil lainnya

2.2. Kapal LNG

Kapal pertama yang digunakan untuk mengangkut LNG adalah kapal "*Methane Pioneer*" yang sebelumnya merupakan kapal tanker kecil yang dikonversikan menjadi kapal pengangkut LNG. Kapal ini mengangkut LNG dari teluk Meksiko ke sungai Thames, inggris pada tahun 1959, dan menjadi pelopor untuk pembangunan kapal-kapal masa kini.

Seperti yang diketahui muatan LNG mempunyai suhu yang sangat redah (-142°C) dan mempunyai potensi bahaya. Muatan tersebut apabila mengenai baja maka baja akan menjadi rapuh, retak atau pecah. Oleh karena itu untuk mengatasi hal ini bahan tanki muatan selalu terbuat dari bahan logam khusus yaitu aluminium, baja tahan karat, 9% *nickel steel* dan *bronze*.

Disamping itu untuk menjaga suhu yang diinginkan serta kemungkinan kebocoran, seluruh tanki diberikan isolasi yang terbuat dari bahan foam atau bahan isolasi lainnya. Seluruh kontruksi kapal LNG juga selalu menggunakan *mild steel* dan bukan *high tensile steel*. Walaupun mempuyai potensi bahaya namun pengangkut LNG dengan kapal mencatat rekor tanpa kecelakaan yang berati selama 40 tahun terakhir ini.

Sifat LNG adalah tidak beracun (*non-toxic*), tidak berbau (*odorless*), tidak menimbulkan karat (*non-corrosive*), tidak mudah terbakar/meledak (*non-consumable*), tidak menghasilkan banyak polutan berbahaya (hanya sedikit CO_2 NO_x dan So_x) sehingga ramah lingkungan, serta mudah, aman, dan murah biaya transportasinya.

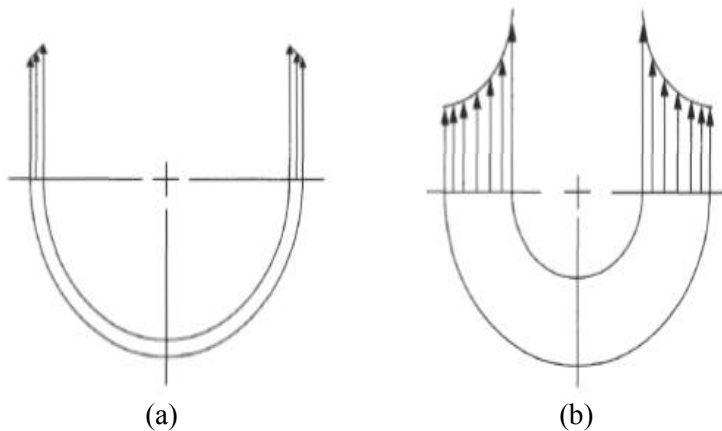
Dalam bentuk cair, LNG tidak meledak, dan uap LNG hanya akan meledak jika tersulut dalam pencampuran dengan udara dalam kisaran yang mudah terbakar dan dalam satu ruangan tertutup atau semi ruangan tertutup. LNG baru akan mudah terbakar dalam fase gas/uapnya (*vapour*). Uap LNG hanya flammable pada konsentrasi tertentu saja. Jika presentase uap LNG $<5\%$ maka *non-flammable*. Begitu pula jika uap LNG $>15\%$ termasuk *non-flammable* karena terlalu banyak gas di udara sehingga kurang oksigen untuk membuatnya terbakar. Jadi uap LNG akan mudah terbakar (*flammable*) jika persentasenya berada pada kisaran 5-15%. [3]

2.3. Pengertian perencanaan

Bejana tekan merupakan suatu wadah untuk menyimpan fluida bertekanan. Fluida yang disimpan dapat mengalami perubahan keadaan pada saat berada di dalam seperti pada kasus boiler atau dapat digabungkan dengan suatu *reagen* lainnya seperti pada pabrik kimia.

Bejana tekan dirancang dengan pertimbangan yang perlu diperhatikan karena pecahnya bejana tekan berarti terjadinya ledakan yang dapat menyebabkan hilangnya nyawa dan kerusakan benda sekitar. Berdasarkan dimensinya bejana tekan dapat dibagi menjadi 2, yaitu :

1. Bejana tekan dinding tebal yaitu bejana yang memiliki ketebalan dinding shell lebih dari $1/20$ diameter shell.
2. Bejana tekan dinding tipis yaitu bejana yang memiliki ketebalan dinding shell kurang dari $1/20$ diameter shell.



Gambar 2.1 Distribusi tegangan (a). Bejana tekan dinding tipis. (b). Bejana tekan dinding tebal.[12]

Perbedaan bejana tekan dinding tipis dengan dinding tebal berada pada distribusi tegangan yang terjadi pada dinding bejana tekan tersebut, bejana tekan dinding tebal memiliki distribusi tegangan yang harus diperhitungkan sedangkan pada bejana tekan dinding tipis distribusi tegangan dapat diabaikan karena perbedaan diameter luar dengan diameter dalam sangat tipis sehingga distribusi tegangan yang terjadi sangat kecil, dapat dilihat seperti pada Gambar 2.1 di atas .

Bejana tekan digunakan dalam sejumlah industri, seperti industri pembangkit listrik dengan bahan bakar fosil dan nuklir, industri petrokimia sebagai tempat penyimpanan dan pengolahan minyak bumi dalam tangki seperti tempat penyimpanan pada stasiun bahan bakar, dan beberapa industri kimia (pada reaktor kimia).

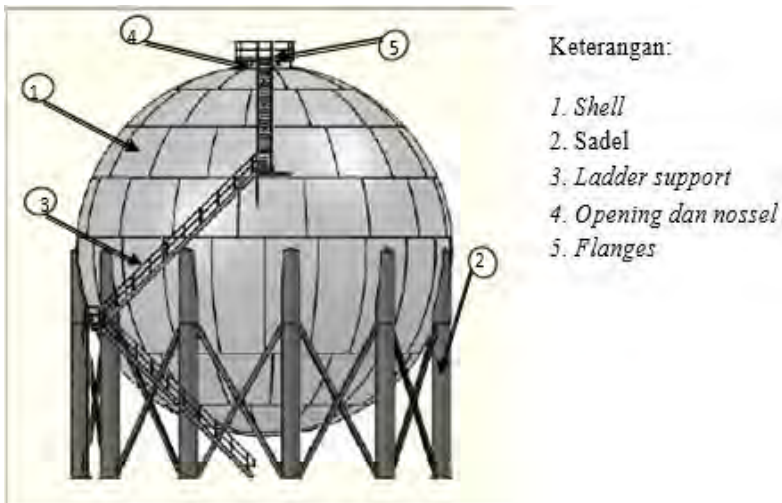
Penggunaannya telah berkembang di seluruh dunia. Bejana tekan dan tangki faktanya merupakan elemen penting pada industri perminyakan, kimia, petrokimia, dan industri nuklir. Hal ini

dikarenakan peralatan tersebut merupakan tempat terjadinya suatu proses, pemisahan, dan penyimpanan bahan baku.

2.4. Komponen Bejana Tekan

Bejana tekan terdiri dari berbagai macam komponen utama dan pendukung, yang mempunyai fungsi masing-masing untuk menunjang operasi bejana tekan. Komponen-komponen bejana tekan antara lain *shell*, *opening*, *nossel*, *flanges*, *ladder support*, *sadel* dan lain-lain.

Pemilihan komponen bejana tekan disesuaikan dengan kebutuhan operasi dan kebutuhan perawatan bejana tekan, dengan pertimbangan utama desain komponen yaitu tekanan operasi, temperatur operasi.[11]

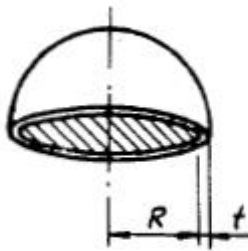


Gambar 2.2 Bejana Tekan Spherical[11]

2.4.1. Shell

Merupakan selimut bejana tekan biasanya berupa silinder, spherical atau gabungan silinder dan spherical. Untuk bejana tekan yang difungsikan untuk penyimpanan, biasanya menggunakan bentuk geometri bulat atau sphere. Pada bejana tekan bentuk sphere terjadi tegangan latitudinal dan tegangan meridional. Dalam mendesain bejana tekan, biasanya ditentukan terlebih dahulu dimensi awal dinding bejananya berupa diameter yang ditentukan berdasarkan volume operasi bejana tekan.

kemudian tebal shell yang bergantung pada tekanan internal/eksternal ditambah beban-beban yang signifikan lainnya. Tebal dinding bejana tekan dipengaruhi pula oleh kekuatan material, sehingga tekanan maksimal yang dapat diterima oleh bejana tekan dibatasi oleh kekuatan material yang tersedia. Tebal bejana tekan dapat ditentukan melalui analisis tegangan pada dinding dan tegangan yang diijinkan oleh material yang digunakan.



Gambar 2.3 *Spherical Shell* [5]

$$t = \frac{Pr}{(2SE) + (0.2P)}$$

Dimana : t = tebal, in

p = tekanan internal, psi

r = diameter dalam silinder, in

S = tegangan yang diijinkan pada material pada suhu tertentu, psi

E = efisiensi sambungan.

2.4.2. Opening

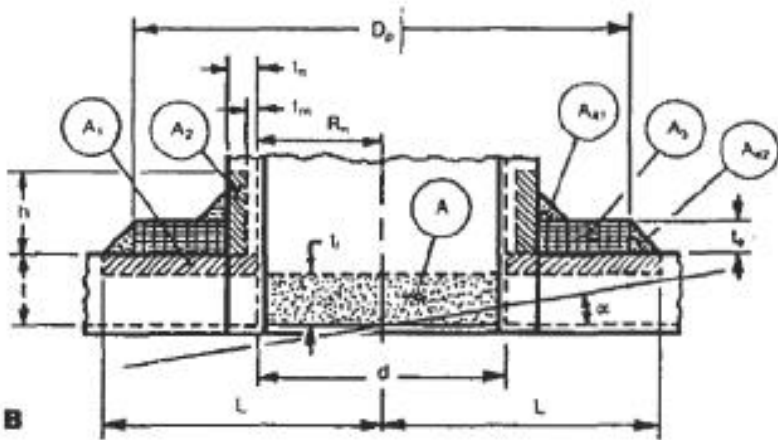
Bejana tekan didesain untuk digunakan dalam berbagai keperluan, oleh karenanya perlu adanya opening atau lubang-lubang untuk meletakkan komponen-komponen yang menghubungkan bejana tekan dengan berbagai komponen lainnya.

pada sebuah plant, meletakkan nosel untuk sambungan pipa-pipa pemasukkan dan pengeluaran, lubang untuk menguras bejana tekan, lubang untuk inspeksi. Beberapa tujuan opening pada bejana adalah sebagai berikut:

- Nosel in/out sebagai saluran keluar dan masuk fluida kerja.
- Drain sebagai lubang untuk menguras bejana tekan pada saat inspeksi total atau pada saat perawatan.
- Manway lubang yang diperuntukkan sebagai akses orang yang berkepentingan untuk keluar masuk bejana tekan.

Kode yang mengatur Kode yang mengatur tentang pemberian lubang dan penguatan terdapat pada ASME BPV Section VIII Div 1 UG-36 – UG-46. Pemberian opening pada dasarnya mengganggu aliran tegangan pada dinding bejana tekan yang mengakibatkan konsentrasi tegangan, dan dijaga agar konstrasi tegangan tersebut tidak melebihi tegangan yang diijinkan agar tidak terjadi kegagalan pada saat operasi bejana tekan. Opening sebaiknya tidak diletakkan pada bagian bejana tekan yang telah diketahui mengalami tegangan yang berbahaya, ukuran diameter opening dan jarak antar opening juga diatur

sedemikian rupa agar konsentrasi tegangan yang terjadi tidak melebihi tegangan yang diijinkan. Bagaimanapun juga, karena adanya penghilangan bagian dinding bejana oleh opening, terjadi konsentrasi tegangan yang berlebih pada bagian tersebut, oleh karenanya perlu ada penggantian luas yang yang hilang dengan penebalan pada bagian sekeliling opening tersebut. Seperti pada Gambar 2.4, luas A merupakan luas yang hilang dan harus diganti dengan total luas yang sama dari penjumlahan A_1 , A_2 , A_{21} , A_3 , dan A_{42} . Pada Tabel 2.1 dibawah terdapat persamaan yang dapat digunakan untuk menghitung dimensi *reinforce pad* yang sesuai.[12]



Gambar 2.4 Skema *reinforce pad*[12]

Ketebalan	Area yang dibutuhkan	Area yang tersedia
$t_r = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$ $t_n = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$	$A = d \times t_r$	$A_1 = (t - t_r)d$ $A_1 = (t - t_r)(t_n + t)2$ $A_2 = (t_n - t_{rn})5t_n$ $A_{21} = A_{42} = l^2 f_r$ $A_3 = (D_p - d - 2t_n)t_e f_r$

Table 2.1 Perhitungan Geometri *reinforce pad* [12]

Dimana,

A = Luas yang dibutuhkan, in²

A1 = Luas yang terdapat pada shell, in²

A2 = Luas yang terdapat pada nosel, in²

A21 = Luas pengelasan, in²

A3 = Luas Reinforcement pad, in²

A42 = Luas pengelasan, in²

d = diameter nosel, in

t = tebal shell yang digunakan, in

t_r = tebal shell yang dibutuhkan, in

t_n = tebal nosel yang digunakan, in

t_{rn} = tebal nosel yang dibutuhkan, in

l = Panjang kaki pengelasan, in

f_r = faktor reduksi kekuatan

D_p = diameter luar reinforcement pad, in

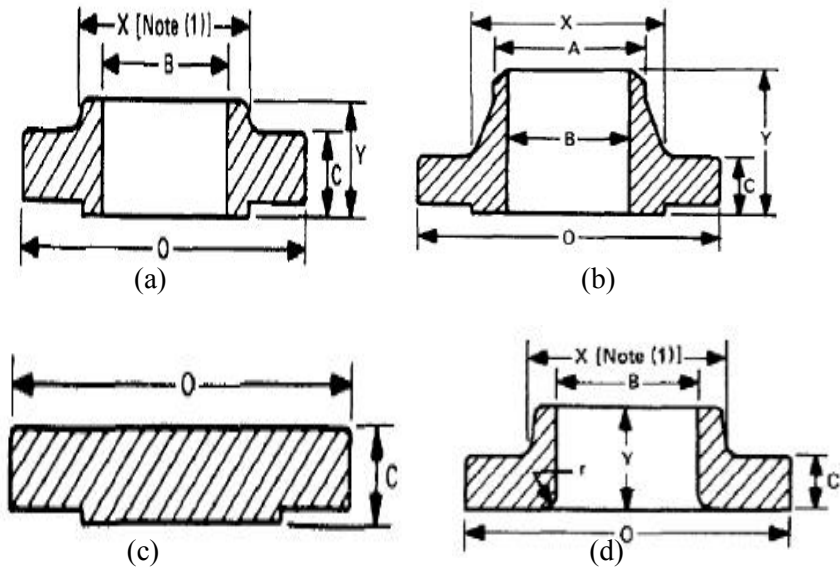
2.4.3. Nozel

Nosel berfungsi sebagai saluran keluar masuk dan untuk menguras isi bejana tekan, nosel berupa pipa yang dipasang dengan sambungan las, baut dan sebagainya pada bukaan yang pada dinding bejana tekan. Pipa yang digunakan sebagai nosel dirancang juga sesuai dengan tekanan kerja bejana tekan, agar mampu melayani operasi bejana tekan tersebut. Diameter nosel disesuaikan dengan diameter bukaan dan fungsinya.

2.4.4. Flanges

Komponen bejana tekan yang berfungsi sebagai pengikat nosel-nosel bejana tekan dengan pipa-pipa yang akan mengalirkan fluida kerja masuk dan keluar bejana tekan. *Flanges* memiliki bentuk yang bermacam-macam dan memiliki kelebihan dan kekurangan yang berbeda tiap jenisnya. Jenis-jenis *flanges* antara lain *slip-on*, *welding-neck*, *blind*, dan *lap-joint*. Ukuran standar *flanges* dapat ditemukan pada ASME B16.5-1996 yang dibagi berdasarkan rating tekanan kerja, yaitu 150, 300, 400, 600, 900, 1500, dan 2500-lb. *flanges* biasanya disertai dengan gasket sebagai segel agar tidak terjadi kebocoran pada sambungan *flanges*.

Gambar 2.5 menunjukkan empat tipe *flanges* yang sesuai standar ANSI 16.5.



Gambar 2.5 (a) *slip-on flange*, (b) *weld-neck flange*, (c) *blind flange*, (d) *lap joint flange*.

Hal yang perlu diperhatikan pada perancangan *flange* adalah besarnya momen yang timbul akibat berat dan tekanan internal dari bejana tekan tersebut.

Tabel 2.2 Rumus perhitungan *Flanges* tipe slip-on [12]

Perhitungan awal	Beban	Lengan	Momen
$H = \frac{G^2 \pi P}{4}$	$H_D = \frac{\pi B^2 P}{4}$	$h_D = R + g_1$	$M_D = H_D h_D$
$h_G = \frac{(C - B)(2B + C)}{6(B + C)}$	$H_T = H - H_D$	$h_T = 0.5(R + g_1 + h_G)$	$M_T = H_T h_T$
			$M_O = M_D M_T$

Dimana,

MO = Momen total, lb.in

MD = Momen akibat gaya dalam pada flange, lb.in

MT = Momen akibat tekanan pada permukaan flange, lb.in

H = Beban akibat hidrostatik, lb

HD = Beban akibat gaya dalam pada flange, lb

HT = Beban akibat tekanan pada permukaan flange, lb hD, hG

hT, R = Jarak radial, in

P = Tekanan desain, psi

B = Diameter dalam flange, in

C = Diameter lingkaran baut, in

G = Diameter reaksi beban gasket

gl = tebal hub flange, in

2.5. Beban Pada Bejana Tekan

Gaya-gaya yang diterima bejana tekan atau struktur-struktur yang ditanamkan pada bejana tekan diperhitungkan sebagai beban-beban dalam merancang bejana tekan. Seorang perancang harus mempersiapkan seluruh data perancangan secara lengkap, menyeluruh dan seakurat mungkin. Beban-beban utama yang harus dipertimbangkan dalam perancangan bejana tekan antara lain :

- Tekanan desain
- Beban mati
- Beban akibat angin
- Beban gempa bumi
- Beban temperatur
- Beban-beban akibat perpipaian
- Impak atau beban siklus

Berbagai kombinasi dari beban-beban tersebut sangat mungkin terjadi, perancang harus mampu memilih kombinasi beban yang paling memungkinkan terjadi pada desain yang akan dibuat demi desain yang ekonomis dan aman. Pada umumnya, kegagalan pada bejana tekan dapat ditinjau dari beberapa sebab, antara lain:

- Material: pemilihan material yang tidak tepat untuk lingkungan operasi; cacat; kontrol kualitas yang tidak baik.
- Desain: kondisi desain yang salah; perhitungan dan spesifikasi teknis yang tidak matang; penyederhanaan tanpa mempertimbangkan solusi analitik yang benar; tes yang tidak memenuhi syarat.
- Operasi: perubahan kondisi kerja; personel perawatan yang kurang pengalaman dan pengetahuan; inspeksi terhadap korosi yang tidak teliti.
- Pembuatan: prosedur pembuatan yang tidak memenuhi syarat; inspeksi yang tidak memenuhi syarat; penanganan material khusus tanpa pengetahuan yang memadai.

2.6. Beban Pada Bejana Tekan

Gaya-gaya yang diterima bejana tekan atau struktur-struktur yang ditanamkan pada bejana tekan diperhitungkan sebagai beban-beban dalam merancang bejana tekan. Seorang perancang harus mempersiapkan seluruh data perancangan secara lengkap, menyeluruh dan seakurat mungkin. Beban-beban utama yang harus dipertimbangkan dalam perancangan bejana tekan antara lain :

- Tekanan desain
- Beban mati
- Beban akibat angin
- Beban gempa bumi
- Beban temperatur
- Beban-beban akibat perpipaian
- Impak atau beban siklus

Berbagai kombinasi dari beban-beban tersebut sangat mungkin terjadi, perancang harus mampu memilih kombinasi beban yang paling memungkinkan terjadi pada desain yang akan dibuat demi desain yang ekonomis dan aman. Pada umumnya, kegagalan pada bejana tekan dapat ditinjau dari beberapa sebab, antara lain:

- Material: pemilihan material yang tidak tepat untuk lingkungan operasi; cacat; kontrol kualitas yang tidak baik.
- Desain: kondisi desain yang salah; perhitungan dan spesifikasi teknis yang tidak matang; penyederhanaan tanpa mempertimbangkan solusi analitik yang benar; tes yang tidak memenuhi syarat.
- Operasi: perubahan kondisi kerja; personel perawatan yang kurang pengalaman dan pengetahuan; inspeksi terhadap korosi yang tidak teliti.
- Pembuatan: prosedur pembuatan yang tidak memenuhi syarat; inspeksi yang tidak memenuhi syarat; penanganan material khusus tanpa pengetahuan yang memadai.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III

METODELOGI PENELITIAN

Metodelogi penelitian yang digunakan pada skripsi ini meliputi semua kegiatan yang dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau melakukan proses analisa pada permasalahan skripsi mulai dari perhitungan ketebalan plat untuk bejana *spherical*, dan penggambaran model tanki *spherical*, sehingga dapat diketahui nilai tegangan, regangan dan factor of *safety* pada struktur tersebut dan kemudian dapat disimpulkan apakah struktur tersebut dapat diterima atau tidak.

Identifikasi dan perumusan masalah, pada tahap pertama adalah melakukan identifikasi dan merumuskan permasalahan yang ada. Identifikasi permasalahan yang terjadi untuk kemudian di analisa pada skripsi ini. Pada skripsi ini permasalahan yang diambil yaitu proses menentukan pemilihan plat yang tepat untuk bejana tekan dengan suhu -142°C . dengan menggunakan *Software Solid Work*

Study literature, merupakan tahap pencarian referensi untuk dijadikan acuan dalam pengerjaan skripsi. Referensi tersebut haruslah berkaitan dengan tema dan pengerjaan skripsi yang dikerjakan. Literature yang dibaca yaitu berasal dari buku, tugas akhir, paper, jurnal dan internet.

Pengumpulan data dilakukan untuk mendapatkan informasi tentang data dari kapasitas bejana tekan *spherical* LNG, perhitungan beban dari bejana LNG

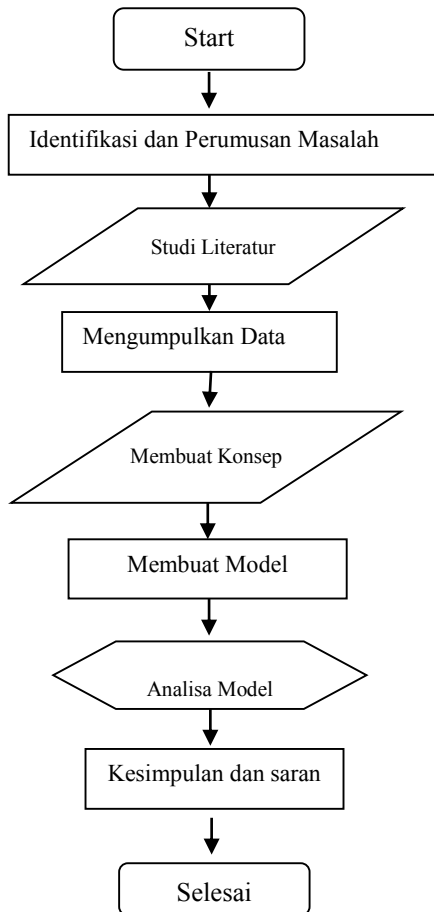
Pembuatan konsep, adalah merupakan data yang diperoleh dari berbagai referensi kemudian diolah menjadi beberapa konsep desain yang bermacam-macam dimana konsep tersebut akan menjadi ide dan dasar pemikiran dalam analisa tangki *spherical*.

Pembuatan model, pada tahap ini dilakukan pengerjaan model dari konsep yang telah direncanakan dengan menggunakan *Software Solid Work*

Analisa model, pada tahap ini dilakukan analisa data berdasarkan model dari tangki spherical terhadap kekuatan bahan yang akan digunakan.yaitu nilai : tegangan, regangan, *diplacment* dan *factor of safety*.

Final model, setelah selesai dianalisa, maka dapat dirancang model tangki spherical yang diinginkan, Kemudian dapat ditentukan sebagai model akhir spherical.

Pengambilan kesimpulan, apabila perhitungan dan analisa model dapat diterima, maka langsung dapat diambil kesimpulan tentang desain model tangki spherical yang telah dibuat.



Gambar 3.1 Kerangka Konsep

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1. Penentuan Dimensi Awal Bejana Tekan Spherical

Sebagai langkah awal untuk merancang bejana tekan, menentukan dulu diameter dalam bejana tekan. Dimensi ini dapat ditentukan dengan pertimbangan kapasitas lng yang akan ditampung, yaitu 1000 m³ (61023744.095 in³). Tanki dirancang untuk mampu menerima beban suhu muatan LNG -142°C serta beban tekanan LNG sampai dengan 232 psi.

Sedangkan tegangan maksimum yang diijinkan adalah 17500 psi. untuk mendapatkan ukuran bejana kita gunakan rumus volume bola, dari rumus bola akan kita dapatkan diameter dari bejana tekan bentuk bola.

$$V = \frac{\pi}{6} D^3$$

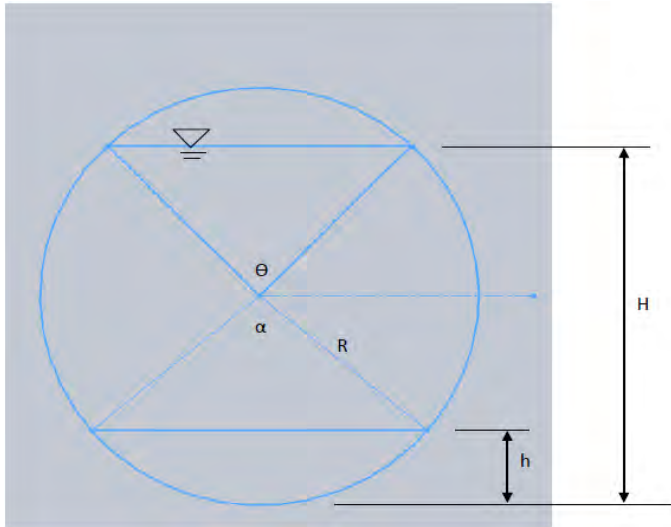
Dengan memasukan nilai volume = 61023744.095 in³ maka didapat nilai diameter sebesar 488.5 in³, Setelah didapat dimensi diameter bejana kemudian menentukan tebal minimum shell. Tebal ini dapat dicari berdasarkan tekanan operasi bejana tekan tersebut melalui persamaan tebal berdasarkan tegangan akibat tekanan internal. Perhitungan tebal ini menggunakan efisiensi sambungan 1 sebab bejana berisi lng, yang bersifat berbahaya jika terjadi kebocoran dan *corrosion allowance* sebesar 0.125” dengan pertimbangan lng sebagai zat yang sangat korosif. Dengan persamaan mencari tebal yang terdapat pada bab sebelumnya didapat tebal awal shell sebesar :

$$t = \frac{Pr}{(2SE) + (0.2P)}$$

$$tsheel = \frac{231 \times 244.25}{2(15700 \times 1) - (0.2 \times 270)} = 1.6$$

Setelah ditambah dengan *corrosion allowance* tebal shell menjadi 1.725". Kemudian disesuaikan dengan tebal plat yang tersedia dipasaran, maka didapat tebal *shell* sebesar 1.75".

Setelah diperoleh tebal berdasarkan tekanan internal, selanjutnya akan dihitung tegangan yang terjadi pada kondisi dimana bejana tekan selain mendapat tekanan internal bejana tekan juga terkena beban tekanan hidrostatik. Sehingga kita harus menggunakan penurunan rumus tegangan membran berdasarkan tekanan hidrostatik dan tekanan internal. Untuk mempermudah perhitungan kita menggunakan circular segment atau potongan melintang dari bejana tekan.



Gambar 4.1 Pemotongan melintang bejana tekan.

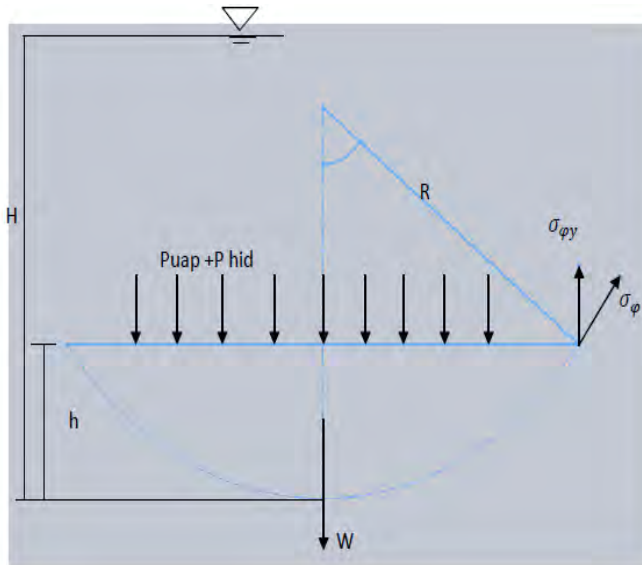
Keterangan

$$H = R + R \cos (1/2 \Theta)$$

$$h = R - R \cos (1/2 \alpha)$$

$$\Theta = 90^\circ$$

Untuk mencari tegangan meridional dan tegangan latitudinal kita akan menggunakan diagram benda bebas bejana tekan seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.2



Gambar 4.2 Diagram bebas bejana tekan.

- Untuk tegangan lagitudinal

$$\sigma_t = \frac{(P_{uap} + P_{hid})R}{2t} - \sigma_\phi$$

- Tegangan Ekivalen Kriteria Von Misses

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_\phi^2 + \sigma_t^2 - \sigma_\phi \sigma_t}$$

Rumus tersebut berlaku untuk nilai tegangan yang berada dibawah padding tumpuan. Untuk daerah sekitar padding tumpuan tidak dapat dihitung nilai tegangannya. Pada awal perancangan bejana tekan ini akan digunakan padding yang diletakkan pada sudut $\alpha^\circ = 140^\circ$ - 180° .

Dengan demikian nilai tegangan yang akan kita cara menggunakan rumus tersebut adalah nilai tegangan ekivalen dengan variasi sudut α sebesar 2, 10, 30, 50, 70 dan 90. Variasi sudut ini dipilih untuk memperkirakan tegangan yang terjadi pada bagian bawah bejana yang diperkirakan nilai tegangannya melebihi tegangan yang diijinkan. Untuk nilai tebal yang dimasukan adalah nilai tebal dari perhitungan awal tebal berdasarkan tekanan internal yaitu $t = 1.75''$.

Tabel 4.1 menunjukan hasil perhitungan tegangan dari berbagai variasi sudut yang telah ditentukan.

α°	Tegangan Meridional (psi)	Tegangan Latitudional (psi)	Tegangan Ekivalen (psi)
2	10347.28	-10322.6	17900.69
10	10344.54	-10221.56	17810.87
30	10321.79	-10094.75	17681.61
50	10277.04	-10051.05	17605.00
70	10211.73	-9987.28	17493.22
90	10128.03	-9905.56	17349.95

Tabel 4.1 Perhitungan tegangan dari berbagai sudut variasi dengan tebal 1.75''

Dari data pada Tabel 4.1 diketahui bahwa pada posisi sudut-sudut yang telah ditentukan ternyata mempunyai nilai tegangan ekivalen *Von Mises* yang melebihi tegangan yang diijinkan. Nilai tegangan yang diijinkan adalah tidak melebihi dari 17500 psi. Untuk menanggulangi nilai tegangan yang melebihi tegangan yang diijinkan maka dilakukan penambahan tebal $1.75 + 0.125$ (*corrosion allowance*) sehingga menjadi 1.875''

α°	Tegangan Ekvivalen (psi)
2	16407.19
10	16317.78
30	16073.56
50	15806.94
70	15527.18
90	15243.54

Tabel 4.2 menunjukan nilai tegangan ekvivalen dengan tebal 1.875”.

Dari Tabel 4.2 dapat dilihat bahwa nilai tegangan ekvivalen dari setiap variasi sudut berada di bawah tegangan yang diijinkan. Dengan demikian bejana tekan akan menggunakan tebal 1.875” dari sudut $\alpha^\circ = 0^\circ - 180^\circ$. Pemilihan jarak ini didasarkan karena adanya padding tumpuan yang diletakan pada sudut $\alpha^\circ = 140^\circ - 180^\circ$ dan tegangan pada daerah padding tidak dapat diperhitungkan.

4.2. Simulasi Pembebanan pada Bejana Tekan

Untuk mensimulasikan bejana tekan sehingga mendekati keadaan operasi sebenarnya, maka perlu untuk didefinisikan dengan jelas beban-beban apa saja yang akan ditanggung bejana tekan saat operasi. Selain beban tekanan internal yang telah diketahui besarnya, terdapat beban momen akibat *flange* yang disebabkan oleh berat momen dan tekanan internal yang ditahanya.

Untuk menghitung besarnya beban momen yang ditanggung bejana, dapat dihitung berdasarkan rumus yang terdapat pada bab sebelumnya. Untuk dapat menggunakan rumus tersebut dibutuhkan data dimensi *flanges* yang terdapat pada Tabel 4.3

<i>Flange</i>	G	C	B	R	g1
24	14.15	32	24.25	2.19	1.69
20	11.5	27	20.2	2	1.44
18	10.5	24.75	18.18	1.875	1.375

Tabel 4.3 Dimensi *flange*

Setelah didapat dimensi flange, kemudian menggunakan rumus untuk menghitung beban momen flanges, maka didapat beban momen pada tiap flange yang dapat dilihat pada tabel 4.4 dibawah ini.

<i>Flange</i>	Momen (N.m)
24	23949.72
20	14467.36
18	11157.33

Tabel 4.4 Beban momen pada tiap *flange*.

Dengan demikian, maka dapat disimulasikan beban-beban bejana tekan mendekati kondisi operasinya. Berdasarkan perhitungan awal untuk menentukan dimensi awal bejana tekan.

Diperoleh spesifikasi awal bejana tekan sebagai berikut:

- Kapasitas = 61023744.095 in³
- Diameter = 488.5"
- Shell = 1.75" dan 1.875"
- Openings = 24" 1 buah, 20" 1 buah, 18" 2 buah
- Flanges = 4 buah (Slip on Class 300)
- Support = 10 batang penyangga dengan diameter 20" dan padding 1.875"

4.3. Proses Analisa

Proses analisa merupakan suatu proses dimana pada permasalahan yang terjadi akan di bahas pada sub bab ini, dalam skripsi ini permasalahan yang terjadi adalah bagaimana kekuatan dari bejana tekan *spherical* LNG. Pembebanan yang terjadi pada bejana *spherical* merupakan pembebanan statis sesuai dengan batasan masalah.

4.3.1. Penyederhanaan Model

Penyederhanaan model merupakan tahap dimana bejana tekan *spherical* yang didesain akan digabungkan dengan pondasi yg telah di desain.

4.3.2. Simulasi

Simulasi yang dilakukan pada percobaan ini ada ketika bejana tekan *spherical* diberikan tekanan. Pada proses simulasi kondisi beban yang diberikan oleh bejana tekan *spherical* dalam keadaan statis.

4.3.3. Tipe Simulasi

Proses simulasi yang dilakukan pada bejana tekan *spherical* menggunakan tipe *pressure* yang ada pada software *solidwork*. Proses simulasi yang dilakukan pada analisa bejana tekan *spherical* ini menggunakan beban statis yang didapat dari berat tank dan volume bejana, analisa simulasi statis yang digunakan untuk mengetahui *stress*, *strain*, *displacement*, dan *factor of safety*.

4.3.4. Pemilihan Material

Tahap simulasi selanjutnya dengan memilih material yang akan digunakan dalam proses running. Material yang digunakan pada bejana tekan *spherical* dimana material yang akan digunakan adalah AISI 1035

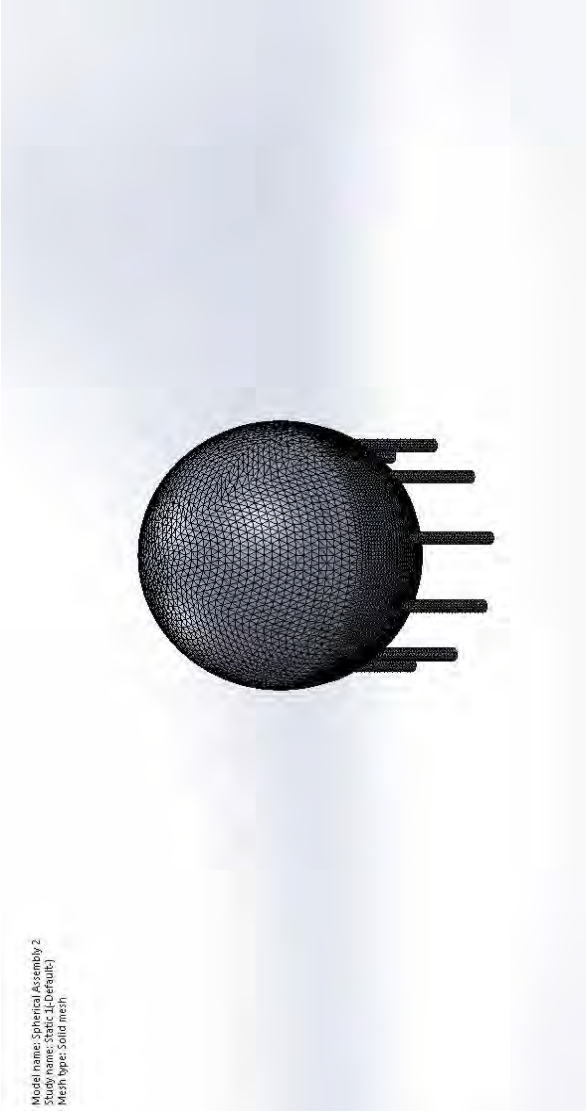
Carbon Steel yang mempunyai Mechanical poperties sesuai dengan table 4.5

Properties	Metric	Imperial
Tensile strength, ultimate	565 MPa	84000 psi
Tensile strength, yield	370 MPa	53700 psi
Modulus of elasticity	190-210 GPa	28700-30458 ksi
Bulk modulus (typical for steel)	140 GPa	20300 ksi
Shear modulus (typical for steel)	80 GPa	11600 ksi
Poissons ratio	0.27-0.30	0.27-0.30
Elongation at break (in 50 mm)	30%	30%
Reduction of area	53%	53%
Hardness, Brinell	183	183
Hardness, Knoop (converted from Brinell hardness)	204	204
Hardness, Rockwell B (converted from Brinell hardness)	89	89
Hardness, Vickers (converted from Brinell hardness)	192	192
Machinability (based on AISI 1212 steel, as 100 machinability)	65	65

Table 4.5 Mechanical Poperties Carbon stell plate AISI 1035.

4.3.5. *Meshing*

Proses *meshing* merupakan suatu proses untuk membagi keseluruhan system kedalam elemen-elemen kecil yang seragam dengan tujuan agar analisa akan semakin detail pada setiap titik dalam keseluruhan system tersebut. *Meshing* dalam permodelan ini sangat penting diperhatikan. Ketidaksesuaian meshing bisa jadi model yang telah didesain tidak dapat dijalankan dan hasil anlisa menjadi tidak valid. Pada software solidwork, proses meshing bejana tekan spherical dapat dilihat pada gambar. 4.3



Gambar 4.3 proses *Meshing* pada Bejana tekan *Spherical*

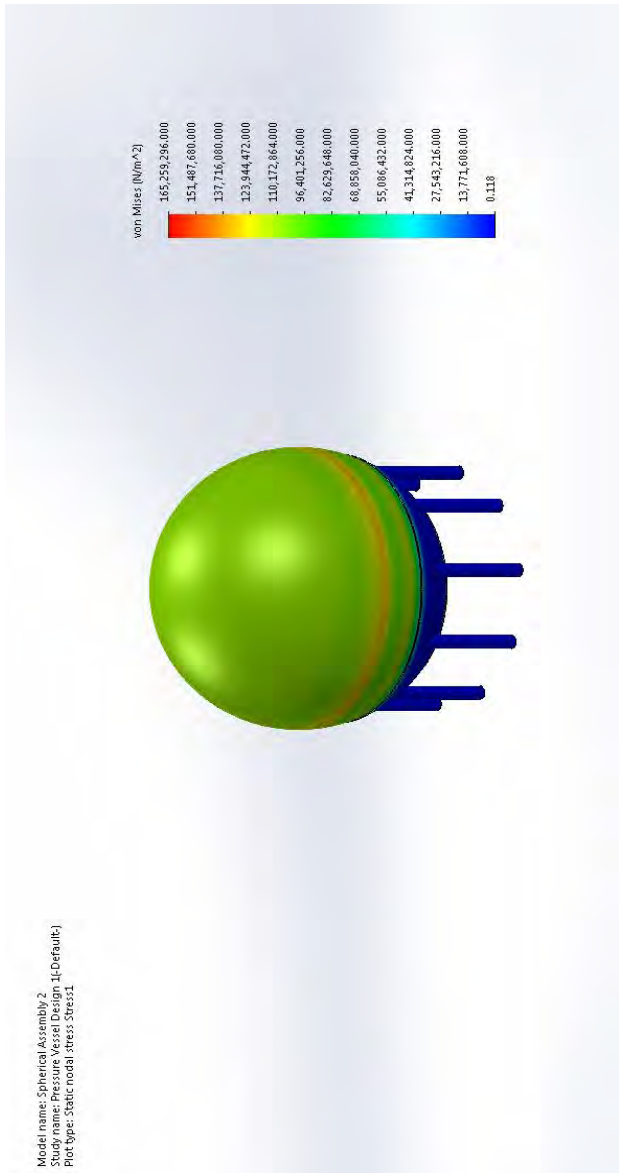
4.4. Proses Analisa Beban Statis

Proses analisa yang dilakukan pada bejana tekan *spherical* ini merupakan analisa beban statis yang merupakan jenis pembebanan yang bersifat tetap, dalam hal ini adalah pembebanan yang diberikan oleh berat total dari bejana tekan *Spherical*.

4.4.1. Tegangan

Tegangan merupakan kumpulan dari gaya (*force*) pada suatu permukaan benda. Semakin sempit suatu permukaan dan gaya tetap. Maka permukaan tegangan semakin besar. Tegangan menunjukkan area tegangan material maksimal dan minimum yang diterima *part* dari beban yang diberikan.

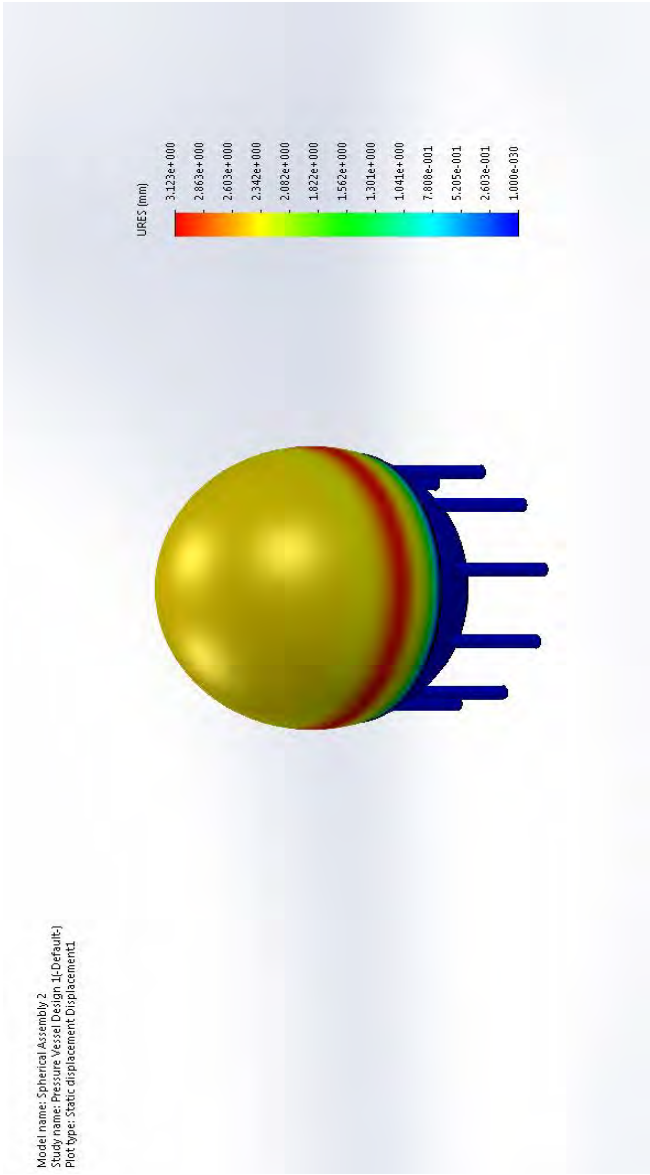
Tegangan bejana tekan *spherical* terbesar ditunjukkan pada gradiasi warna paling merah, sedangkan tegangan bejana tekan *spherical* terkecil ditunjukkan pada gradiasi warna paling biru. Area dengan tegangan dengan sedang adalah area dengan gradiasi warna kuning –hijau-biru muda. Tegangan bejana tekan *spherical* maksimal menunjukkan nilai $165,2 \text{ N/mm}^2$ berada didalam bejana tekan *spherical* dan tegangan minimum menunjukkan nilai $0,1 \text{ N/mm}^2$. Nilai bejana tekan *Spherical* mendekati dengan tegangan ekivalen.



Gambar 4.4 Hasil Tegangan pada Bejana Tekan Spherical (Stress) Maksimal dan Minimal

4.4.2. Perubahan Bentuk (*Displacement*)

Perubahan bentuk meruakan perubahan yang terkena gaya, dalam hal ini adalah melengkung (deformasi). Bagian yang paling melengkung dari desain ini adalah daerah head dari bejana tekan spherical yang warna merah dengan nilai 3.12 mm, dan pada bagian yang tidak deformasi adalah bagian yang berdegradasi warna biru. Perubahan bentuk dari bejana tekan spherical (*Displacement*) ditunjukkan pada gambar 4.5.

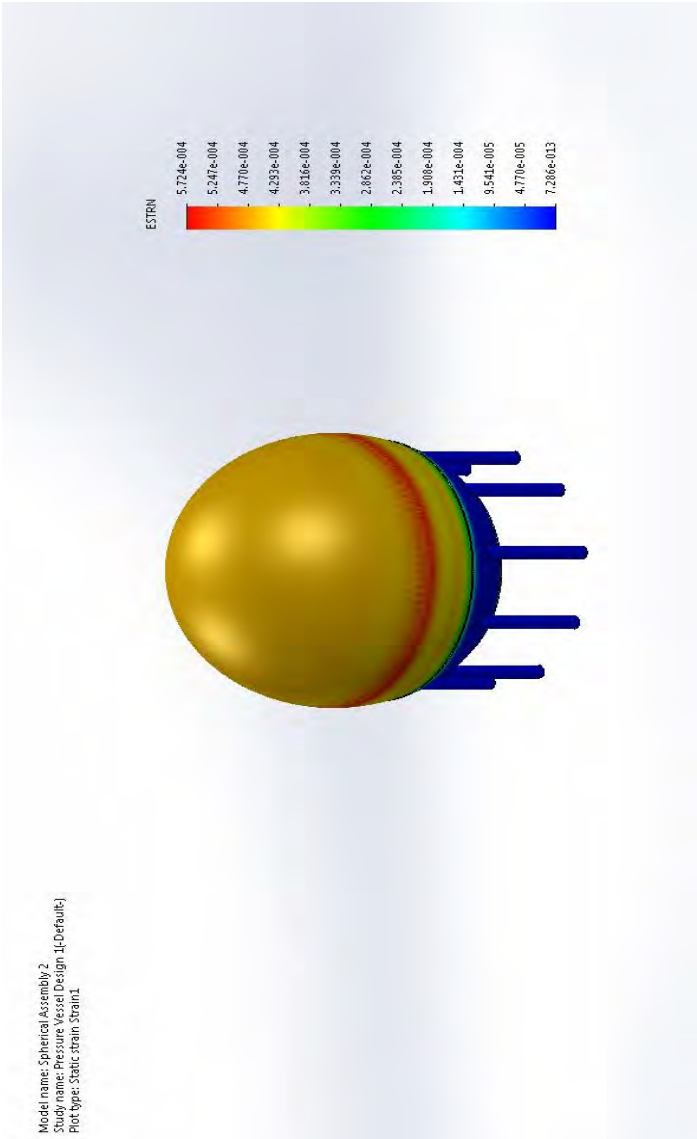


Gambar 4.5 Hasil Perubahan Bentuk Dari Bejana Tekan Spherical (*Displacement*)

4.4.3. *Strain* (Laju Perubahan)

Dapat dilihat, *strain* terbesar terbesar terjadi disekitar sumber panas, yang kemudian menyebar ke tempat sisi beda.

Strain maksimal pada bejana tekan spherical ditunjukkan pada degradasi warna biru tua menunjukkan nilai $5,724 \times 10^{-3}$, sedangkan *strain* minimal pada bejana tekan spherical ditunjukkan pada degradasi warna biru muda menunjukkan nilai $7,286 \times 10^{-4}$. *Strain maxsimal* dan minimal ditunjukkan pada gambar 4.6

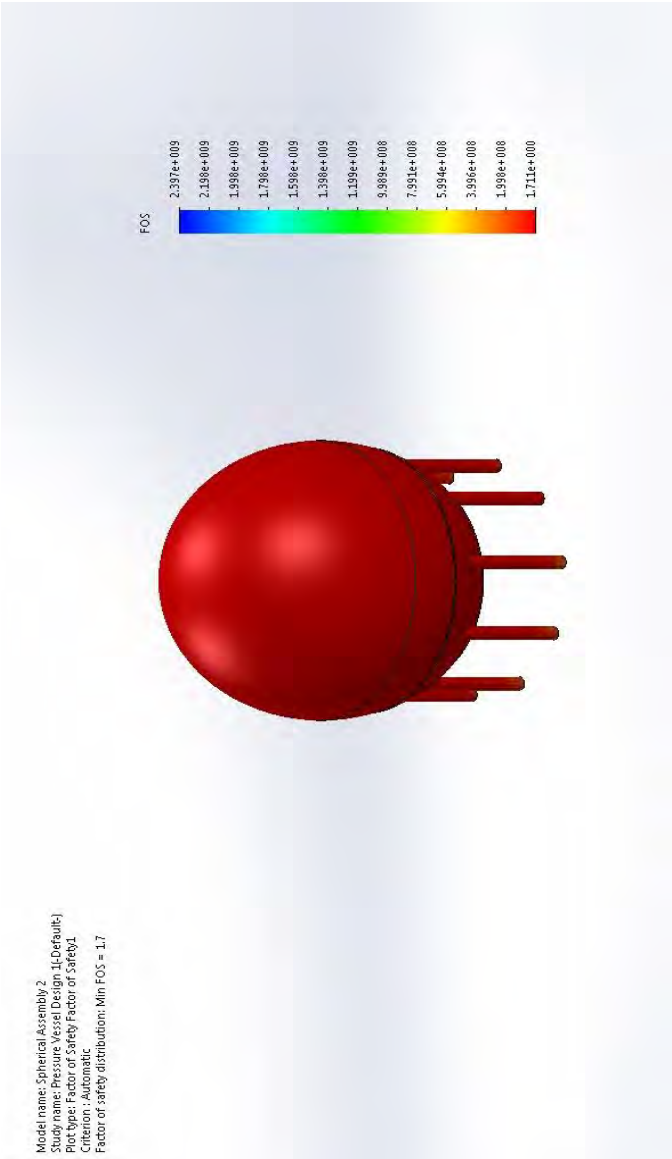


Gambar 4.6 Hasil Strain Pada Bejana Tekan *Spherical* (Laju Perubahan *Displacement*)

4.4.4. Faktor Keamanan (*Factor of Safety*)

Factor keamanan merupakan patokan yang paling utama yang digunakan dalam menentukan dari kualitas dari suatu desain. Acuanannya adalah jika nilai FOS minimal kurang dari 1 maka desain tersebut kualitasnya jelek dan tidak layak untuk digunakan dan cenderung membahayakan, sebaliknya jika nilai FOS lebih dari 1 dan biasanya antara 1-3 maka desain tersebut berkualitas baik, aman dan layak digunakan, factor keamanan juga menunjukkan tinat kemampuan suatu bahan untuk menerima beban dari luar dalam hal ini adalah beban tekan.

Jika nilai FOS minimal mencapai 3 digit atau lebih, maka desain tersebut aman, berkualitas baik namun harganya sangat mahal cenderung mempunyai berat yang sangat besar. Kebanyakan dari *pressure vessels* mempunyai factor of safety 2. Pada analisa bejana tekan spherical ini di dapatkan nilai kesleamatan sebesar 1,7 yang ditunjukkan pada gambar 4.7.



Gambar 4.7 Hasil *Factor Of Safety* (Faktor Keamanan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini membahas kesimpulan yang dapat di ambil dari analisa dan pembahasan yang telah dijelaskan sebagai jawaban dari rumusan masalah yang dikemukakan. Selain itu juga disampaikan saran untuk penyempurnaan skripsi ini.

5.1. Kesimpulan

Dari hasil penelitian di atas dapat disimpulkan :

- Bejana tekan akan menggunakan tebal 1.875" dari sudut $\alpha = 0^\circ - 180^\circ$
- Dengan memasukan nilai volume = 61023744.095 in³ maka didapat nilai diameter sebesar 488.5 in
- Tegangan maksimal yang terjadi pada bejana Spherical sebesar : 165,2N/ mm² sedangkan nilai tegangan ekivalensi sebesar 16407.19 (psi).
- Tegangan minimal yang terjadi pada bejana Spherical sebesar : 0,1 N/ mm². Sedangkan nilai minimal ekivalensi sebesar 14503.77 (psi).
- Nilai tegangan yang diijinkan 17500 (psi).
- Perubahan bentuk (*displacement*) yang terjadi pada bejana spherical sebesar : 3.12 mm
- Factor keamanan (*factor of safety*) yang terjadi pada bejana spherical sebesar : 1,7
- Laju perubahan displacement (*strain*) yang terjadi pada bejana spherical sebesar : 5,724 x 10⁻³,

5.2. Saran

- Perhitungan kekuatan akibat pengaruh sambungan tidak dilakukan, hal itu dapat dijadikan sebagai bahan penelitian selanjutnya.
- Penguasaan konsep dasar untuk perhitungan manual maupun secara komputasi akan memberikan hasil yang lebih baik

LAMPIRAN

ASME B16.5-2003

PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS

CLASS 300 PIPE FLANGES, AND FLANGED FITTINGS

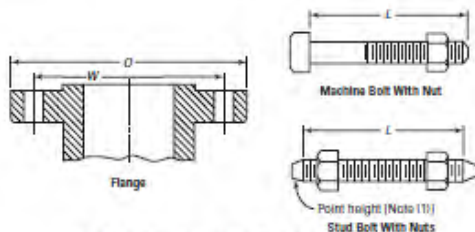


Table 10 Templates for Drilling Class 300 Flanges

Nominal Pipe Size, NPS	Outside Diameter of Flange, D	Drilling (Notes 2), (6)				Length of Bolts, L (Notes 1), (4)		
		Diameter of Bolt Circle, W	Diameter of Bolt Holes, in.	Number of Bolts	Diameter of Bolts, in.	Stud Bolts (Note 1)		Machine Bolts
						2 mm Raised Face	Ring Joint	2 mm Raised Face
$\frac{1}{2}$	95	66.7	$\frac{5}{16}$	4	$\frac{5}{16}$	65	75	55
$\frac{3}{4}$	115	82.6	$\frac{5}{16}$	4	$\frac{5}{16}$	75	90	65
1	125	88.9	$\frac{5}{16}$	4	$\frac{5}{16}$	75	90	65
$1\frac{1}{4}$	135	98.4	$\frac{5}{16}$	4	$\frac{5}{16}$	85	95	70
$1\frac{1}{2}$	155	114.3	$\frac{5}{16}$	4	$\frac{5}{16}$	90	100	75
2	165	127.0	$\frac{5}{16}$	8	$\frac{5}{16}$	90	100	75
$2\frac{1}{2}$	190	149.2	$\frac{5}{16}$	8	$\frac{5}{16}$	100	115	85
3	210	168.3	$\frac{5}{16}$	8	$\frac{5}{16}$	110	120	90
$3\frac{1}{2}$	230	184.2	$\frac{5}{16}$	8	$\frac{5}{16}$	110	125	95
4	255	200.0	$\frac{5}{16}$	8	$\frac{5}{16}$	115	125	95
5	280	235.0	$\frac{7}{16}$	8	$\frac{7}{16}$	120	135	110
6	320	268.9	$\frac{7}{16}$	12	$\frac{7}{16}$	120	140	110
8	380	330.2	1	12	$\frac{7}{8}$	140	150	120
10	445	387.6	$1\frac{1}{4}$	16	1	160	170	140
12	520	450.8	$1\frac{1}{4}$	16	$1\frac{1}{8}$	170	185	145
14	585	514.4	$1\frac{1}{2}$	20	$1\frac{1}{8}$	180	190	160
16	650	571.5	$1\frac{1}{2}$	20	$1\frac{1}{8}$	190	205	165
18	710	628.6	$1\frac{1}{2}$	24	$1\frac{1}{8}$	195	210	170
20	775	685.8	$1\frac{1}{2}$	24	$1\frac{1}{8}$	205	220	185
24	915	812.8	$1\frac{1}{2}$	24	$1\frac{1}{8}$	210	255	205

GENERAL NOTES:

(4) Dimensions of Table 10 are in millimeters, except for diameters of holes and bolt holes, which are in inch units. For dimensions in inch units, refer to Annex F, Table F10.

(5) For other dimensions, see Tables 11 and 12.

NOTES:

(1) Length of stud bolt does not include the height of the points. See para. 6.10.2.

(2) For flange bolt holes, see para. 6.5.

(3) For spot facing, see para. 6.6.

(4) Bolt lengths not shown in table may be determined in accordance with Annex G, See para. 6.10.2.

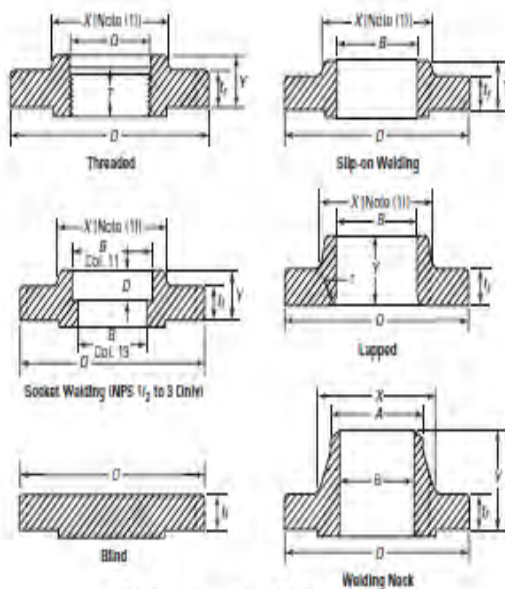


Table 11 Dimensions of Class 300 Flanges

Table 12 Dimensions of Class 300 Flanged Fittings (Cont'd)

Nominal Pipe Size, NPS	Outside Diameter of Flange, in	Thickness of Flange Min., in [NPS (1), CS (11)]	Wall Thickness of Flange Min., in, t_m	Inside Diameter of Flange fitting, in d	2 are Raised Face (Margin Edge) Bores (all)										Ring Joint Bore Dia. [NPS (2)]
					Outside Contact Surface of Raised Face Elbow, Tee, Cross, and Tee Tee, in AA	Outside Contact Surface of Raised Face Elbow, in BB	Outside Contact Surface of Raised Face Elbow, in CC	Outside Contact Surface of Raised Face Elbow, in DD	Outside Contact Surface of Raised Face Elbow, in EE	Outside Contact Surface of Raised Face Elbow, in FF	Outside Contact Surface of Raised Face Elbow, in GG	Outside Contact Surface of Raised Face Elbow, in HH	Outside Contact Surface of Raised Face Elbow, in II	Outside Contact Surface of Raised Face Elbow, in JJ	
3	3.80	31.3	9.5	12.7	26.3	24.0	12.7	38.1	35	35	26.3	24.0	12.7	38.1	21.3
4	4.50	35.0	9.5	15.2	27.6	25.2	14.0	44.5	40.5	40.5	27.6	25.2	14.0	44.5	23.8
5	5.00	38.7	11.2	20.3	29.4	3.95	15.2	52.1	52.1	52.1	29.4	27.9	14.0	50.5	26.2
6	5.50	42.1	12.7	25.4	29.2	4.19	17.8	61.0	61.0	61.0	29.2	28.5	15.2	59.5	30.0
8	6.75	48.3	15.9	36.5	33.6	4.83	25.3	69.8	69.8	69.8	33.6	32.8	17.8	67.8	33.8
10	8.00	54.5	17.5	43.7	38.1	5.46	31.6	78.7	78.7	78.7	43.7	42.9	20.3	76.7	37.6
12	9.50	62.0	18.5	50.8	41.9	6.40	38.1	87.6	87.6	87.6	50.8	50.0	22.9	85.6	41.4
14	10.75	68.3	20.6	58.9	46.5	7.17	42.9	96.5	96.5	96.5	58.9	58.1	25.4	94.5	45.2
16	12.00	74.5	21.8	66.0	51.2	7.81	47.6	105.4	105.4	105.4	66.0	65.2	27.9	103.4	49.0
18	13.25	80.5	23.4	73.1	55.2	8.64	52.1	114.3	114.3	114.3	73.1	72.3	30.4	112.3	52.8
20	14.50	86.3	25.0	80.0	59.2	9.44	56.6	123.2	123.2	123.2	80.0	79.2	32.9	121.2	56.6
24	16.75	98.3	27.6	93.7	66.5	10.6	64.0	138.6	138.6	138.6	93.7	92.9	37.6	136.6	64.0

101-12207-1/2003
ASME B16.5-2003
Publication of ASME International

2. MATERIAL

Plates

2.1 Plates shall conform to the latest revision of ASTM A 7 (open-hearth or electric-furnace process only), A 283 grade C, or A 285 grade D, except that all plates in thickness greater than $\frac{1}{2}$ in. shall conform to A 285 grade C. Copper-bearing steel shall be used if so specified on the purchase order.

NOTE 1: As alternatives, plates conforming to ASTM A 131 grades A, B, and C; A 301 grades A and B; A 304 grade B; and A 378 are acceptable (without restriction as to thickness except as imposed in A 131 and A 378), and may be specified when the purchaser considers the severity of the service conditions warrants the use of these premium materials.

NOTE 2: The manufacturer shall state in his proposal the plate specification which he intends to use.

2.2 Plate specification on an edge-thickness basis is required¹ for all shell plates the thicknesses of which are determined by design computations. Shell plates for which minimum thicknesses have been fixed for practical reasons, and which will not under-run the theoretical required thickness by more than 0.01 in., also roof and bottom plates, may be specified on a weight basis. The plate thicknesses or weights, as stipulated herein are minima; thicker or heavier material may be required on the order at the option of the purchaser.

¹ASTM specifications referred to herein may be secured from the American Society for Testing Materials, 1916 Race Street, Philadelphia 3, Pa.

²Plates may be purchased on the weight basis in compliance with this requirement, provided they are ordered sufficiently heavier than the nominal weight corresponding to the specified minimum thickness to insure that plates furnished by the mill will not under-run the theoretical thickness by more than 0.01 in.

2.3 Sheets. Sheets shall conform to the latest revision of ASTM A 246, grade C, open-hearth process only. Copper-bearing steel shall be used if so specified on the purchase order. Sheets may be ordered on a weight or thickness basis, at the option of the tank manufacturer.

2.4 Welding Electrodes. Manual arc-welding electrodes shall conform to the latest revision of ASTM A 233: Specifications for MMA Steel Arc-Welding Electrodes of the E-60 Series of Classification, suitable for the electric-current characteristics, the position of welding, and other conditions of intended use.

2.5 Structural Shapes. Structural shapes shall conform to the latest revision of ASTM A 7 (open-hearth or electric-furnace process only). Copper-bearing steel shall be used if so specified on the purchase order.

2.6 Castings. Castings shall conform to the latest revision of ASTM A 27, grade 90-30, fully annealed.

2.7 Piping. Except as otherwise specified herein, pipe and pipe couplings shall conform to the latest revision of API Std 5L. By agreement between the purchaser and the manufacturer, couplings for threaded connections may be supplied without recesses. When so supplied, the couplings in all other respects shall conform to API Std 5L. Pipe used for structural purposes shall conform to API Std 5L grade B or API Std 5LX, with respect to physical properties of the material.

2.8 Flanges. Hub slip-on welding and welding-neck flanges shall conform to the material requirements for forged carbon-steel flanges as specified in ASA B16.4. Plate-ring flanges shall conform to the requirements of Par. 2.1, within the thickness limits controlled therein, or to ASTM A 261, grade A for all thicknesses.

2.9 Bolting. Bolting shall conform to the latest revision of ASTM A 307.

NOTE: Purchasers should specify on their orders the desired shape of bolt heads and nuts, also whether regular or heavy dimensions are desired.

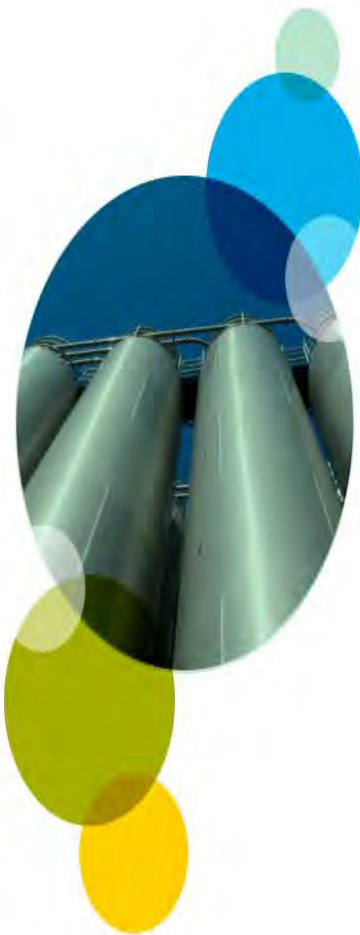
Section VIII — Pressure Vessels

Division 1 provides requirements applicable to the design, fabrication, inspection, testing, and certification of pressure vessels operating at either internal or external pressures exceeding 15 psig. Such vessels may be fired or unfired. This pressure may be obtained from an external source or by the application of heat from a direct or indirect source, or any combination thereof. Specific requirements apply to several classes of material used in pressure vessel construction, and also to fabrication methods such as welding, forging and brazing.

Division 1 contains mandatory and non-mandatory appendices detailing supplementary design criteria, nondestructive examination and inspection acceptance standards. Rules pertaining to the use of the single ASME certification mark with the U, UM and UV designators are also included.

Division 2 requirements on materials, design, and nondestructive examination are more rigorous than in Division 1; however, higher design stress intensity values are permitted. These rules may also apply to human occupancy pressure vessels typically in the diving industry. Rules pertaining to the use of the single ASME certification mark with the U2 and UV designators are also included.

Division 3 requirements are applicable to pressure vessels operating at either internal or external pressures generally above 10,000 psi. It does not establish maximum pressure limits for either Section VIII, Divisions 1 or 2, nor minimum pressure limits for this Division. Rules pertaining to the use of the single ASME certification mark with the U3 and UV3 designator are also included.



AISI 1035 SAE UNS G10350 Carbon Steel Foundry

Steel foundry in China for producing AISI 1035 SAE UNS G10350 Carbon Steel castings. The followings are this material's chemical composition, physical and mechanical properties and equivalent material grades.

The following sections will discuss in detail about AISI 1035 carbon steel.

Chemical Composition

The chemical composition of AISI 1035 carbon steel is outlined in the following table.

Element	Range (%)
Iron, Fe	99.83-99.99
Manganese, Mn	0.65-0.90
Carbon, C	0.30-0.38
Sulfur, S	≤ 0.030
Phosphorus, P	≤ 0.030

Physical Properties

The physical properties of AISI 1035 carbon steel are tabulated below.

Properties	Value	Symbol
Density	7.85 g/cm ³	0.294 lb/in ³

Mechanical Properties

The following table shows mechanical properties of AISI 1035 carbon steel.

Properties	Value	Symbol
Tensile strength, ultimate	585 MPa	84800 psi
Tensile strength, yield	370 MPa	53700 psi
Modulus of elasticity	198-210 GPa	2870-30450 ksi
Bulk modulus (typical for steel)	140 GPa	20300 ksi
Shear modulus (typical for steel)	80 GPa	11500 ksi
Poisson's ratio	0.27-0.30	0.27-0.30
Elongation at break (in 50 mm)	20%	20%
Reduction of area	50%	50%
Hardness, Brinell	183	183
Hardness, Rockwell C (converted from Brinell hardness)	204	204
Hardness, Rockwell B (converted from Brinell hardness)	89	89
Hardness, Vickers (converted from Brinell hardness)	192	192
Machinability (based on AISI 1212 steel, as 100 machinability)	85	85

Thermal Properties

The thermal properties of AISI 1035 carbon steel are given in the following table.

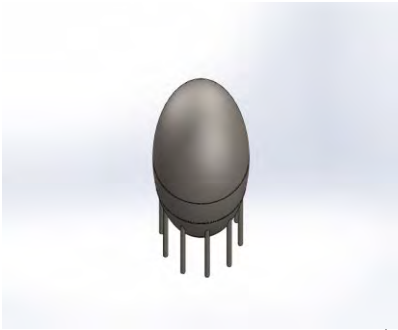
Properties	Value	Symbol
Thermal expansion coefficient (50-270°C/80-500°F)	11 µm/m°C	6.11 µm/m°F
Thermal conductivity	51.9 W/mK	300 Btu/ft·hr(°F·ft)

Other Designations

Other designations that are equivalent to AISI 1035 carbon steel include the following:

AISI 1035	ASTM A944 (1025)	MIL S-7945A	AFNOR C22-35	B.S. 987 A 37
AISI 5032	ASTM A945 (1025)	MIL S-1282	DNV L1501	B.S. 989 M 38
ASTM A29 (1025)	ASTM A948 (1025)	MIL S-482/N	ENF C-35	AMS 3093D
ASTM A510 (1025)	ASTM A518 (1025)	QQ S-703 (G1025)	351 1500	AMS 5020A
ASTM A512 (1025)	ASTM A852 (1025)	SAE J1037 (1025)	B.S. 989 A 35	ASTM A108
ASTM A513 (1025)	ASTM A507	SAE J403 (1025)	B.S. 989 A 32	QQ 5025
ASTM A519 (1025)	ASTM A850	SAE J412 (1025)	B.S. 989 A 33	

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



Simulation of Spherical Assembly 2

Date: Monday, January 18, 2016
Designer: Mukhlishin ZB
Analysis type:Pressure Vessel Design

Description
No Data

Table of Contents

Description	1
Assumptions	2
Model Information	2
Study Properties	3
Units	3
Loads and Fixtures	3
Sensor Details	3
Study Results	5
Conclusion	8

Assumptions

Model Information



Model name: Spherical Assembly 2
Current Configuration: Default

Study Properties

Study name	Pressure Vessel Design 1
Analysis type	Pressure Vessel Design
Result Combination Option	Linear combination
Result Combination Setup	1 * (Static 1)
Result folder	SolidWork Mukhlishin ZB)

Units

Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m^2

Loads and Fixtures

No Data

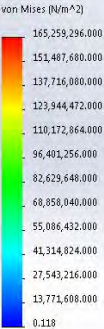
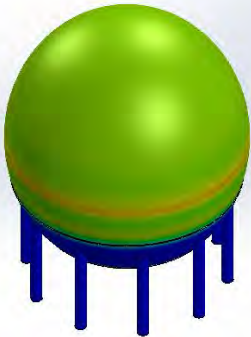
Sensor Details

No Data

Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	0.117913 N/m^2 Node: 55912	1.65259e+008 N/m^2 Node: 98172

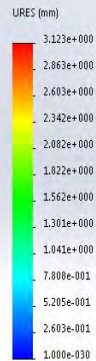
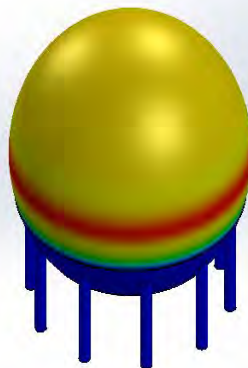
Model name: Spherical Assembly 2
Study name: Pressure Vessel Design 1(Default-)
Plot type: Static nodal stress Stress1



Spherical Assembly 2-Pressure Vessel Design 1-Stress-Stress1

Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 686	3.12322 mm Node: 99599

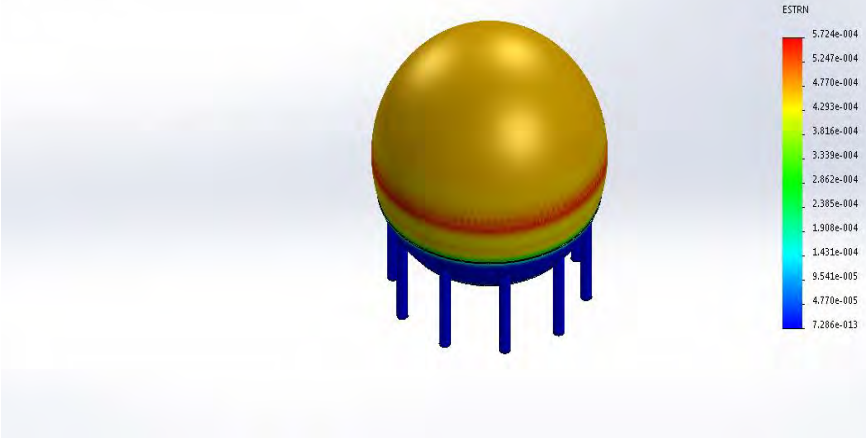
Model name: Spherical Assembly 2
Study name: Pressure Vessel Design 1(Default)
Plot type: Static displacement Displacement1



Spherical Assembly 2-Pressure Vessel Design 1-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	7.2861e-013 Element: 27874	0.000572439 Element: 82789

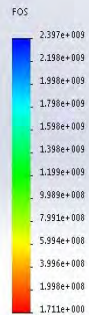
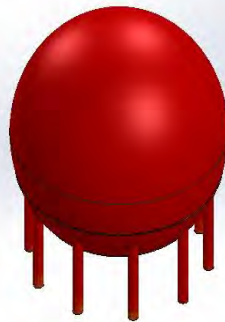
Model name: Spherical Assembly 2
Study name: Pressure Vessel Design 1-(Default)
Plot type: Static strain Strain1



Spherical Assembly 2-Pressure Vessel Design 1-Strain-Strain1

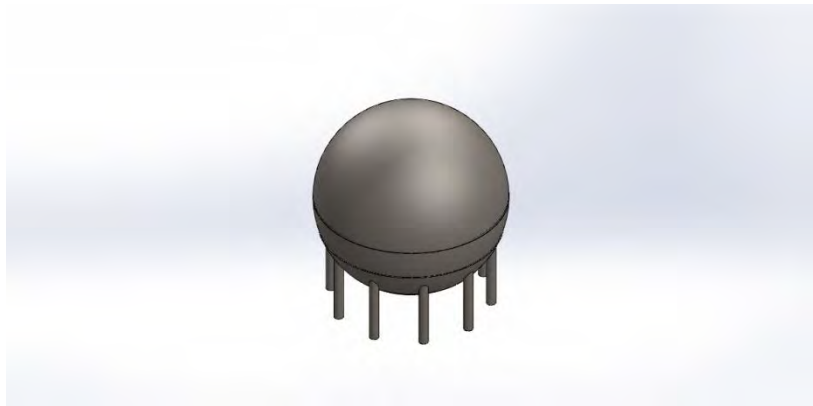
Name	Type	Min	Max
Factor of Safety1	Automatic	1.71055 Node: 98172	2.39741e+009 Node: 55912

Model name: Spherical Assembly 2
Study name: Pressure Vessel Design 1(Default)
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1
Criterion : Automatic
Factor of safety distribution: Min FOS = 1.7



Spherical Assembly 2-Pressure Vessel Design 1-Factor of Safety-Factor of Safety1

Conclusion



Description
No Data

Simulation of Spherical Assembly 2

Date: Monday, January 18, 2016
Designer: Mukhlishin ZB
Analysis type:Static

Table of Contents

Description..... 1

Assumptions2

Model Information2

Study Properties3

Units3

Material Properties4

Loads and Fixtures.....4

Connector Definitions.....5

Contact Information.....5

Mesh Information6

Sensor Details7

Resultant Forces8

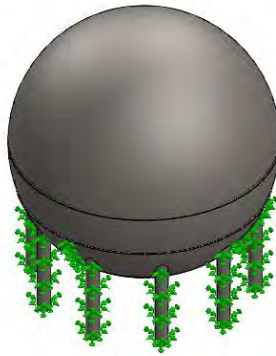
Beams.....8

Study Results9

Conclusion 11


Assumptions

Model Information



Model name: Spherical Assembly 2
Current Configuration: Default

Solid Bodies

Model	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Boss-Extrude1 	Solid Body	Mass:59763.4 kg Volume:7.61317 m ³ Density:7850 kg/m ³ Weight:585681 N	C:\Users\User\Desktop\Muchlisin\Padding.SLDPRT Jan 17 23:47:21 2016
Revolve1	Solid Body	Mass:89841.2 kg Volume:11.4447 m ³ Density:7850 kg/m ³ Weight:880443 N	C:\Users\User\Desktop\Muchlisin\Spherical (Bottom).SLDPRT Jan 17 21:18:40 2016
Revolve1	Solid Body	Mass:83780.4 kg Volume:10.6727 m ³ Density:7850 kg/m ³ Weight:821048 N	C:\Users\User\Desktop\Muchlisin\Spherical (Top).SLDPRT Jan 17 21:18:43 2016

Study Properties


Study name	Static 1
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\User\Desktop\Muchlisin)

Units

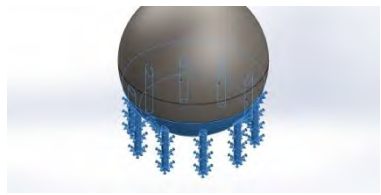
Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²

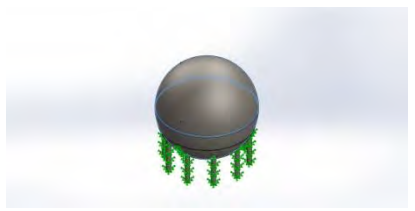


Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: AISI 1035 Steel (SS) Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress Yield strength: 2.82685e+008 N/m ² Tensile strength: 5.85e+008 N/m ² Elastic modulus: 2.05e+011 N/m ² Poisson's ratio: 0.29 Mass density: 7850 kg/m ³ Shear modulus: 8e+010 N/m ² Thermal expansion coefficient: 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Boss-Extrude1)(Padding-1), SolidBody 1(Revolve1)(Spherical Assembly-1/Spherical (Bottom)-1), SolidBody 1(Revolve1)(Spherical Assembly-1/Spherical (Top)-1)
Curve Data:N/A		

Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 11 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	10594.6	-172470	22750.7	174287
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

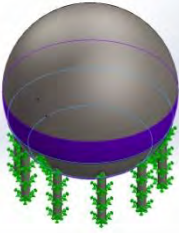
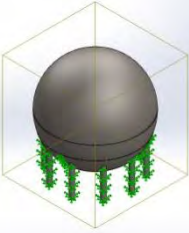
Load name	Load Image	Load Details
Pressure-1		Entities: 2 face(s) Type: Normal to selected face Value: 231 Units: psi Phase Angle: 0 Units: deg



Connector Definitions

No Data

Contact Information

Contact	Contact Image	Contact Properties
Contact Set-1		Type: Bonded contact pair Entites: 2 face(s)
Global Contact		Type: Bonded Components: 1 component(s) Options: Compatible mesh

Mesh Information

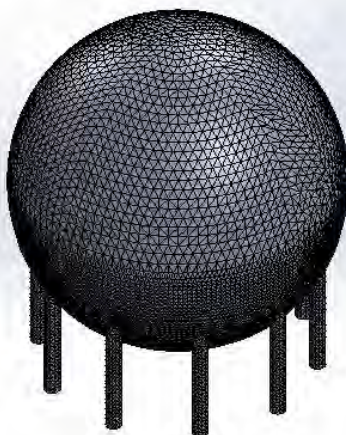
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	0.360009 m
Tolerance	0.0180005 m
Mesh Quality	High
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off

Mesh Information - Details



Total Nodes	178755
Total Elements	97224
Maximum Aspect Ratio	662.93
% of elements with Aspect Ratio < 3	12.6
% of elements with Aspect Ratio > 10	3.63
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:01:59
Computer name:	USER1-PC



Model name: Spherical Assembly 2
Study name: Static 1(-Default-)
Mesh type: Solid mesh



Mesh Control Information:

Mesh Control Name	Mesh Control Image	Mesh Control Details
Control-1		Entities: 1 Solid Body (s) Units: m Size: 0.180005 Ratio: 1.5
Control-2		Entities: 1 Solid Body (s) Units: m Size: 0.180005 Ratio: 1.5

Sensor Details

No Data

Resultant Forces

Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	10594.6	-172470	22750.7	174287

Reaction Moments

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

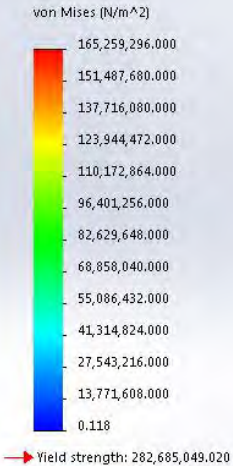
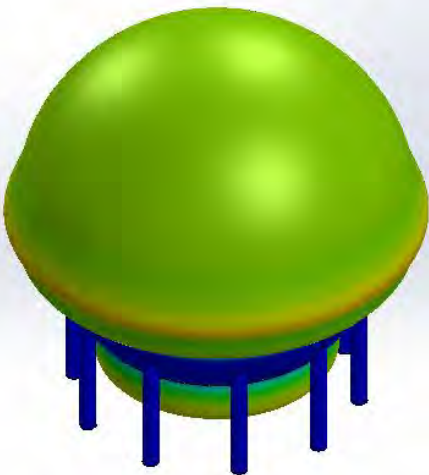
Beams

No Data

Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	0.117913 N/m^2 Node: 55912	1.65259e+008 N/m^2 Node: 98172

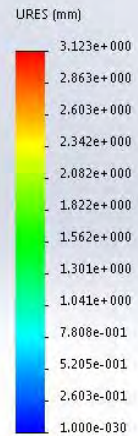
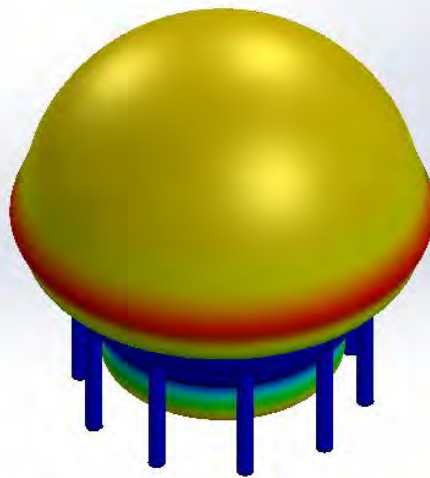
Model name: Spherical Assembly 2
Study name: Static 1(-Default-)
Plot type: Static nodal stress Stress1
Deformation scale: 443.481



Spherical Assembly 2-Static 1-Stress-Stress1

Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 686	3.12322 mm Node: 99599

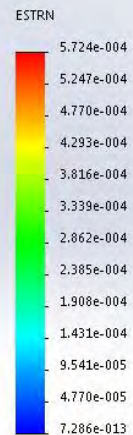
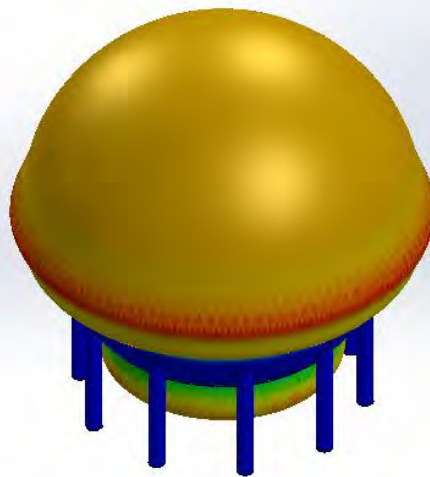
Model name: Spherical Assembly 2
 Study name: Static 1(-Default-)
 Plot type: Static displacement Displacement1
 Deformation scale: 443.481



Spherical Assembly 2-Static 1-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	7.2861e-013 Element: 27874	0.000572439 Element: 82789

Model name: Spherical Assembly 2
 Study name: Static 1(-Default-)
 Plot type: Static strain Strain1
 Deformation scale: 443.481

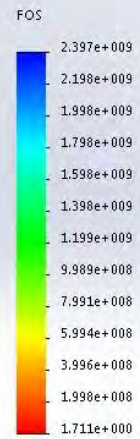


Spherical Assembly 2-Static 1-Strain-Strain1

Name	Type	Min	Max
------	------	-----	-----

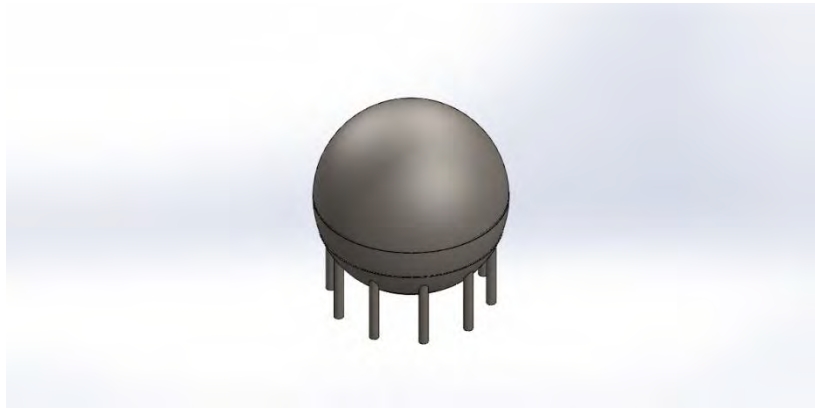
Factor of Safety1	Automatic	1.71055 Node: 98172	2.39741e+009 Node: 55912
-------------------	-----------	------------------------	-----------------------------

Model name: Spherical Assembly 2
Study name: Static 1(-Default-)
Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1
Criterion : Automatic
Factor of safety distribution: Min FOS = 1.7



Spherical Assembly 2-Static 1-Factor of Safety-Factor of Safety1

Conclusion



Description
No Data

Simulation of Spherical Assembly 2

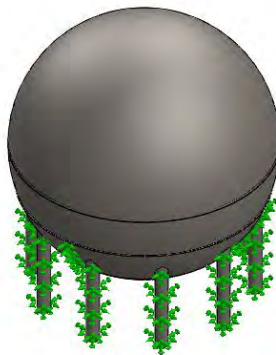
Date: Monday, January 18, 2016
Designer: Mukhlishin ZB
Analysis type:Static

Table of Contents

Description.....	1
Assumptions	2
Model Information	2
Study Properties	3
Units	3
Material Properties	4
Loads and Fixtures.....	4
Connector Definitions.....	5
Contact Information.....	5
Mesh Information	6
Sensor Details	7
Resultant Forces	8
Beams.....	8
Study Results	9
Conclusion	11

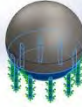
Assumptions

Model Information



Model name: Spherical Assembly 2
Current Configuration: Default

Solid Bodies

Model	Treated As	Volumetric Properties	Document Path/Date Modified
Boss-Extrude1 	Solid Body	Mass:59763.4 kg Volume:7.61317 m ³ Density:7850 kg/m ³ Weight:585681 N	C:\Users\User\Desktop\Mu chlisin\Padding.SLDPRT Jan 17 23:47:21 2016
Revolve1	Solid Body	Mass:89841.2 kg Volume:11.4447 m ³ Density:7850 kg/m ³ Weight:880443 N	C:\Users\User\Desktop\Mu chlisin\Spherical (Bottom).SLDPRT Jan 17 21:18:40 2016
Revolve1	Solid Body	Mass:83780.4 kg Volume:10.6727 m ³ Density:7850 kg/m ³ Weight:821048 N	C:\Users\User\Desktop\Mu chlisin\Spherical (Top).SLDPRT Jan 17 21:18:43 2016

Study Properties


Study name	Static 1
Analysis type	Static
Mesh type	Solid Mesh
Thermal Effect:	On
Thermal option	Include temperature loads
Zero strain temperature	298 Kelvin
Include fluid pressure effects from SolidWorks Flow Simulation	Off
Solver type	FFEPlus
Inplane Effect:	Off
Soft Spring:	Off
Inertial Relief:	Off
Incompatible bonding options	Automatic
Large displacement	Off
Compute free body forces	On
Friction	Off
Use Adaptive Method:	Off
Result folder	SolidWorks document (C:\Users\User\Desktop\Muchlisin)

Units

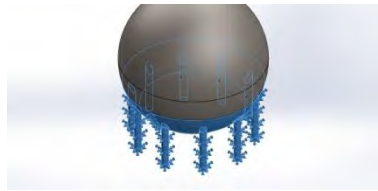
Unit system:	SI (MKS)
Length/Displacement	mm
Temperature	Kelvin
Angular velocity	Rad/sec
Pressure/Stress	N/m ²

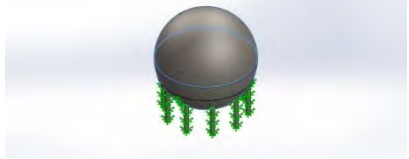


Material Properties

Model Reference	Properties	Components
	Name: AISI 1035 Steel (SS) Model type: Linear Elastic Isotropic Default failure criterion: Max von Mises Stress Yield strength: 2.82685e+008 N/m ² Tensile strength: 5.85e+008 N/m ² Elastic modulus: 2.05e+011 N/m ² Poisson's ratio: 0.29 Mass density: 7850 kg/m ³ Shear modulus: 8e+010 N/m ² Thermal expansion coefficient: 1.1e-005 /Kelvin	SolidBody 1(Boss-Extrude1)(Padding-1), SolidBody 1(Revolve1)(Spherical Assembly-1/Spherical (Bottom)-1), SolidBody 1(Revolve1)(Spherical Assembly-1/Spherical (Top)-1)
Curve Data:N/A		

Loads and Fixtures

Fixture name	Fixture Image	Fixture Details		
Fixed-1		Entities: 11 face(s) Type: Fixed Geometry		
Resultant Forces				
Components	X	Y	Z	Resultant
Reaction force(N)	10594.6	-172470	22750.7	174287
Reaction Moment(N.m)	0	0	0	0

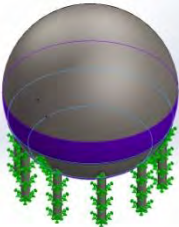
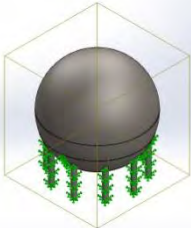
Load name	Load Image	Load Details
Pressure-1		Entities: 2 face(s) Type: Normal to selected face Value: 231 Units: psi Phase Angle: 0 Units: deg



Connector Definitions

No Data

Contact Information

Contact	Contact Image	Contact Properties
Contact Set-1		Type: Bonded contact pair Entites: 2 face(s)
Global Contact		Type: Bonded Components: 1 component(s) Options: Compatible mesh

Mesh Information

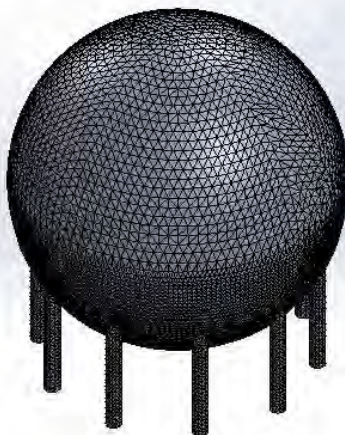
Mesh type	Solid Mesh
Mesher Used:	Standard mesh
Automatic Transition:	Off
Include Mesh Auto Loops:	Off
Jacobian points	4 Points
Element Size	0.360009 m
Tolerance	0.0180005 m
Mesh Quality	High
Remesh failed parts with incompatible mesh	Off

Mesh Information - Details



Total Nodes	178755
Total Elements	97224
Maximum Aspect Ratio	662.93
% of elements with Aspect Ratio < 3	12.6
% of elements with Aspect Ratio > 10	3.63
% of distorted elements(Jacobian)	0
Time to complete mesh(hh:mm:ss):	00:01:59
Computer name:	USER1-PC



Model name: Spherical Assembly 2
Study name: Static 1(-Default-)
Mesh type: Solid mesh



Mesh Control Information:

Mesh Control Name	Mesh Control Image	Mesh Control Details
Control-1		Entities: 1 Solid Body (s) Units: m Size: 0.180005 Ratio: 1.5
Control-2		Entities: 1 Solid Body (s) Units: m Size: 0.180005 Ratio: 1.5

Sensor Details

No Data

Resultant Forces

Reaction Forces

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N	10594.6	-172470	22750.7	174287

Reaction Moments

Selection set	Units	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultant
Entire Model	N.m	0	0	0	0

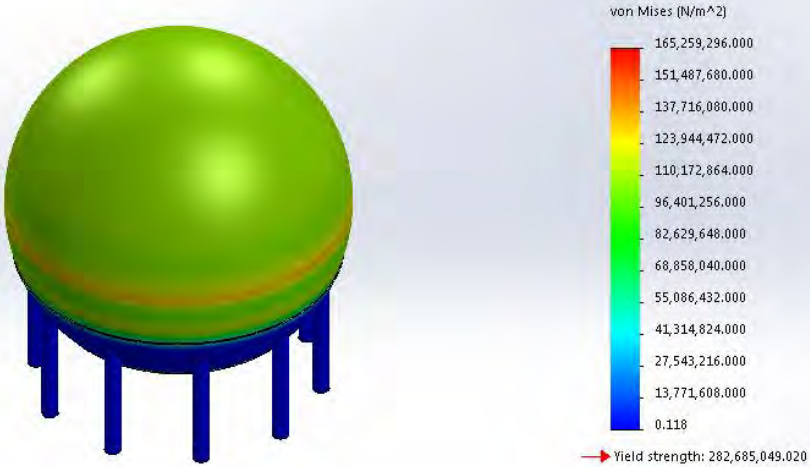
Beams

No Data

Study Results

Name	Type	Min	Max
Stress1	VON: von Mises Stress	0.117913 N/m^2 Node: 55912	1.65259e+008 N/m^2 Node: 98172

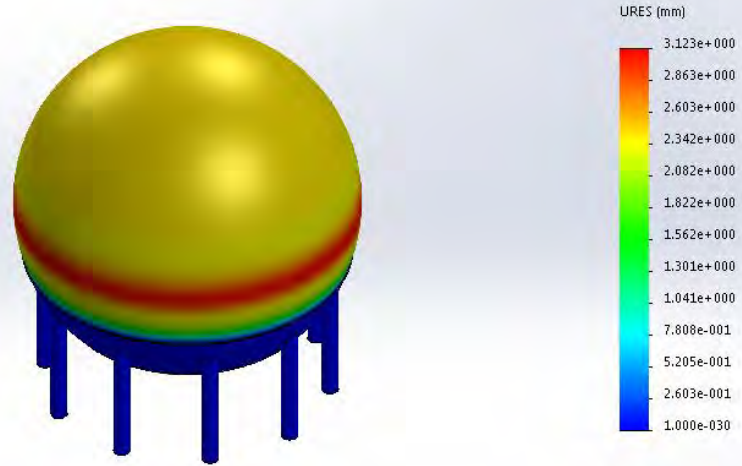
Model name: Spherical Assembly 2
Study name: Static 1(-Default-)
Plot type: Static nodal stress Stress1



Spherical Assembly 2-Static 1-Stress-Stress1

Name	Type	Min	Max
Displacement1	URES: Resultant Displacement	0 mm Node: 686	3.12322 mm Node: 99599

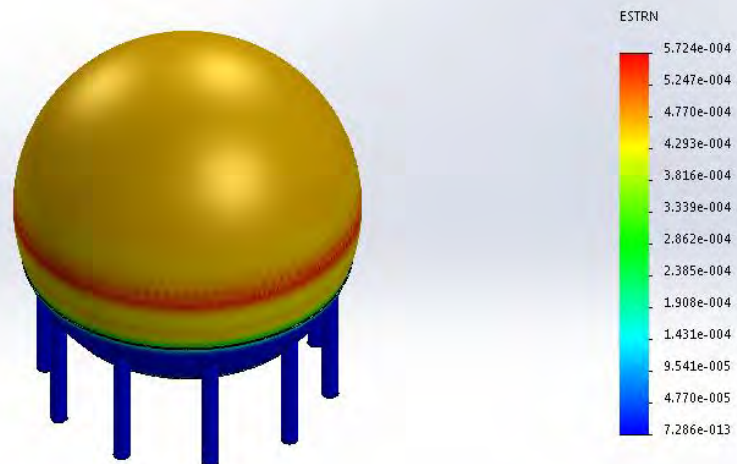
Model name: Spherical Assembly 2
 Study name: Static 1(-Default-)
 Plot type: Static displacement Displacement1



Spherical Assembly 2-Static 1-Displacement-Displacement1

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	7.2861e-013 Element: 27874	0.000572439 Element: 82789

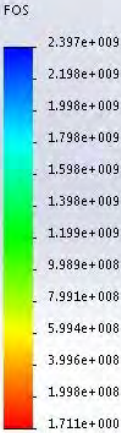
Model name: Spherical Assembly 2
 Study name: Static 1(-Default-)
 Plot type: Static strain Strain1



Spherical Assembly 2-Static 1-Strain-Strain1

Name	Type	Min	Max
Factor of Safety1	Automatic	1.71055 Node: 98172	2.39741e+009 Node: 55912

Model name: Spherical Assembly 2
 Study name: Static 1(Default-)
 Plot type: Factor of Safety Factor of Safety1
 Criterion : Automatic
 Factor of safety distribution: Min FOS = 1.7



Spherical Assembly 2-Static 1-Factor of Safety-Factor of Safety1

Conclusion

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Soegiono and Ketut Buda Artana, *Transportasi LNG Indonesia*. Surabaya, Indonesia: Airlangga University Press, 2006.
- [2] *Pressure Vessel & Boiler Quality Steel* [Internet], 25 December 2013. Available from: <http://www.masteel.co.uk/asma-sa537-class-2.htm> 9.
- [3] *Proyplene* [Internet], 26 December 2013. Available from: http://www.pertamina.com/ourbusiness/hilir/pemasa_andan-niaga/produk-dan-layanan/solusi_bisnis/petrochemical/bahan-kimia/propylene/ 11. Toyo
- [4] Buthod, Paul. dan Eugene, F. Megyessy. 1995. *Pressure Vessel Handbook*. Pressure Vessel Publishing Inc. Oklahoma.
- [6] Departement of Industrial Relation, "Compressed and Liquefied Natural Gas System," *Unfired Pressure Vessel Safety Orders*, Vol.7, 2014.
- [7] Dr. Klaus Gerdsmeier, "New Technological developments in LNG and CO2 logistics," in *GTE Marine Gas Engineering*, 2010, p. 13.
- [8] IMO, FSA- *Liquefied Natural Gas (LNG) Carriers*, Denmark, 2007.
- [9] IMO, *International Code For the Construction and Equipment of Ship Carrying Liquefied Gase in Bulk*, 2nded. Londo, London: Intenational Maritime Organization, 1993.

- [10] Eureka International Inc., ''Japan Sea,'' *Kawasaki completes first pressure build-up type coastal LNG carrier Shinju Maru No.1*, no. 300, p. 2, Aug.-Sept. 2003.
- [11] <http://www.pveng.com/Sample/Sphere/Sphere.php>, diakses 15 September 2015.
- [12] Moss, R. Dennis. 2004. *Pressure Vessel Design Manual 3th edition*. Gulf Proffesional Publishing. USA.

BIODATA PENULIS



Mukhlishin ZB, biasa dipanggil **lisin&icin**, dilahirkan di kota Banda Aceh, pada tanggal 15 Mei tahun 1992. Penulis adalah anak keempat dari lima bersaudara. Penulis menempuh pendidikan TK Leupung(1997-1998), MIN Leupung (1998-2004), Darul Ulum Banda Aceh (2004-2005), Bustanul Ulum Langsa, Aceh Timur (2005-2007), SMA MAS Ruhul Islam Anak Bangsa, (2007-2010). Pada tahun 2010, penulis mengikuti jalur Beasiswa BidikMisi Undangan dan diterima di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya angkatan 2010 yang terdaftar dengan NRP 421010050. Di Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, penulis mengambil bidang Marine Manufacture and Design (MMD) . Selama menempuh kuliah, penulis juga aktif sebagai anggota Departemen Minat Bakat di Himpunan Mahasiswa Teknik Sistem Perkapalan, aktif sebagai anggota PMKTR Aceh-Surabaya. Penulis juga beberapa kali aktif baik sebagai panitia maupun peserta. Penulis dapat dihubungi melalui alamat *e-mail* lisinm3gmail.com.